



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

APLIKACE A ENERGETICKÉ HODNOCENÍ ENTALPICKÉHO VÝMĚNÍKU

APPLICATION AND EVALUATION OF ENERGY ENTHALPY HEAT
EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Jetelina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL UHER, Ph.D.

BRNO 2017



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

STUDIJNÍ PROGRAM	N3607 Stavební inženýrství
TYP STUDIJNÍHO PROGRAMU	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
STUDIJNÍ OBOR	3608T001 Pozemní stavby
PRACOVISTĚ	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

DIPLOMANT	Bc. Michal Jetelina
NÁZEV	Aplikace a energetické hodnocení entalpického výměníku
VEDOUCÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE	Ing. Pavel Uher, Ph.D.
DATUM ZADÁNÍ	31. 3. 2016
DATUM ODEVZDÁNÍ	13. 1. 2017

V Brně dne 31. 3. 2016

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.

Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc.,
MBA

Děkan Fakulty stavební VUT

PODKLADY A LITERATURA

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

ZÁSADY PRO VYPRACOVÁNÍ (ZADÁNÍ, CÍLE PRÁCE, POŽADOVANÉ VÝSTUPY)

A. Analýza tématu, stanovení konkrétních cílů a metod řešení

B. Příprava experimentu a experimentální měření přirozeného větrání na zvolené místnosti, analýza výsledků.

C. Aplikace výsledků experimentu na zadanou budovu. Optimalizace rozvodu VZT a provozních režimů podle výsledků experimentu. Minimálně 1 varianta v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení:

půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony a vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb.

STRUKTURA BAKALÁŘSKÉ/DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchovávání vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).

.....

Ing. Pavel Uher, Ph.D.

Vedoucí diplomové práce

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje měření účinnosti entalpického výměníku zpětného získávání tepla a aplikaci jednotky, ve které je obsažen, do zvoleného objektu. V první části diplomové práce jsou analyzovány jednotlivé typy výměníků ZZT, jejich vlastnosti a vhodnost užití v soustavách VZT. Druhá část práce obsahuje samotný experiment, kdy byly měřeny parametry vzduchu procházející jednotkou a výsledky následně analyzovány. V části poslední, třetí, byla měřená jednotka aplikovaná na zvolený rodinný dům a byl porovnán provoz jednotky v případě užití výrobcem danými parametry a parametry naměřenými.

KLÍČOVÁ SLOVA

Entalpický výměník, technické zařízení budovy, rekuperace tepla, ohřev vzduchu, nucené větrání

ABSTRACT

This master thesis is solving measuring the efficiency heat recovery and application unit, which includes heat recovery into selected building. In the first part of the thesis are analyzed the different types of heat recovery system, their behavior and suitability of use in HVAC systems. The second part includes the actual experiment, when were measured parameters of air, which passed through the unit and then were analyzed the results. In the last part, third, was measured unit applied to the selected house and was compared to operation of the unit in case of use by the producer given unit parameters and measured parameters.

KEYWORDS

Enthalpic exchanger , building services, heat recovery, air heating, forced ventilation

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY VŠKP

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané diplomové práce je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 13. 1. 2017

Bc. Michal Jetelina
autor práce

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE VŠKP

Bc. Michal Jetelina *Aplikace a energetické hodnocení entalpického výměníku*. Brno, 2016. 88 s., 112 s. příl. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Pavel Uher, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 13. 1. 2017

Bc. Michal Jetelina
autor práce

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval své vedoucí bakalářské práce Ing. Pavlu Uhrovi, Ph.D. za ochotu, čas a cenné rady při konzultacích po dobu zpracovávání práce.

OBSAH

ÚVOD	12
A. TEORETICKÁ ČÁST	13
1 ÚVOD	13
1.1 UŽITÍ SYSTÉMU ZZT A JEJICH PRINCIP	13
2 VÝMĚNÍKY PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA	14
2.1 SYSTÉMY REKUPERAČNÍ	14
2.1.1 DESKOVÝ VÝMĚNÍK	14
2.1.2 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY	17
2.1.3 LAMELOVÉ VÝMĚNÍKY S KAPALINOVÝM OKRUHEM	17
2.1.4 TEPELNÉ TRUBICE	18
2.2 SYSTÉMY REGENERAČNÍ	19
2.2.1 ROTAČNÍ VÝMĚNÍK	20
2.2.2 PŘEPÍNAČÍ VÝMĚNÍK	23
2.3 TEPELNÉ ČERPADLO	23
3 PROTIMRAZOVÁ OCHRANA VÝMĚNÍKŮ	26
3.1 REGULACE PŘÍVODU VZDUCHU.....	26
3.2 PŘEDEHŘEV PŘÍVODU VZDUCHU.....	27
3.3 SMĚŠOVÁNÍ CÍRKULAČNÍHO VZDUCHU.....	27
3.3.1 SMĚŠOVÁNÍ CÍRKULAČNÍHO VZDUCHU PŘED JEDNOTKOU ZZT	27
3.3.2 SMĚŠOVÁNÍ CÍRKULAČNÍHO VZDUCHU ZA JEDNOTKOU ZZT.....	28
4 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	29
5 ZÁVĚR.....	31
B.EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST	32
1 ÚVOD	32
2 OBECNÝ VÝPOČET ÚČINNOSTÍ VÝMĚNÍKU.....	32
3 ENTALPICKÝ VÝMĚNÍK LOSSNAY LGH – 35 RX4	35
3.1 POPIS ZAŘÍZENÍ A PARAMETRY VÝROBCE	35
3.2 UMÍSTĚNÍ A ZAPOJENÍ	36
4 STANOVENÍ PRŮTOKU VZDUCHU.....	39
4.1 POSTUP MĚŘENÍ.....	39
4.2 INTERPRETACE STANOVENÝCH PRŮTOKŮ VZDUCHU.....	41
5 VÝSLEDKY MĚŘENÍ A JEJICH INTERPRETACE.....	42

5.1	ÚČINNOST VÝMĚNÍKU V ZÁVISLOSTI NA STUPNI OTÁČEK	42
5.2	TEPLOTNÍ ÚČINNOST VÝMĚNÍKU PŘI MĚNÍCÍCH SE EXTERIÉROVÝCH TEPLOTÁCH	46
6	ZÁVĚR	49
C.	APLIKACE TÉMATU	50
1	ÚVOD	50
2	ANALÝZA OBJEKTU	50
3	DISTRIBUČNÍ PRVKY.....	52
3.1	PŘEHLED NAVRHNUTÝCH DISTRIBUČNÍCH PRVKŮ	52
4	DIMENZOVÁNÍ	53
4.1	DIMENZAČNÍ SCHÉMA	53
4.2	DIMENZOVÁNÍ PŘÍVODU VZDUCHU	54
4.2.1	HLAVNÍ VĚTEV	54
4.2.2	VEDLEJŠÍ VĚTVE.....	54
4.3	DIMENZOVÁNÍ ODVODU VZDUCHU	55
4.3.1	HLAVNÍ VĚTEV	55
4.3.2	VEDLEJŠÍ VĚTVE.....	55
4.4	NÁVRH PROTIDEŠŤOVÝCH ŽALUZÍ.....	56
4.5	DIMENZOVÁNÍ SACÍHO POTRUBÍ.....	57
4.6	DIMENZOVÁNÍ VÝTLAČNÉHO POTRUBÍ	58
4.7	NÁVRH REGULAČNÍCH KLAPEK.....	59
5	TEPELNÁ IZOLACE	59
5.1	TEPLoty VZDUCHU A NAVRŽENÉ TLOUŠŤKY TEPELNÉ IZOLACE	60
6	NÁVRH OHŘÍVAČE	62
6.1	URČENÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY OHŘÍVAČE.....	63
7	ÚTLUM HLUKU	64
8	FUNKČNÍ SCHÉMA	66
9	TECHNICKÁ ZPRÁVA.....	67
9.1	ÚVOD	67
9.1.1	POPIS OBJEKTU	67
9.1.2	PODKLADY PRO ZPRACOVÁNÍ	67
9.1.3	VÝPOČTOVÉ HODNOTY KLIMATICKÝCH POMĚRŮ.....	68
9.1.4	VÝPOČTOVÉ HODNOTY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ.....	68
9.2	ZÁKLADNÍ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	69
9.2.1	HYGIENICKÉ POŽADAVKY.....	69
9.2.2	ENERGETICKÉ ZDROJE.....	69
9.3	POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ	69

9.4	MĚŘENÍ A REGULACE	70
9.5	NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE.....	70
9.5.1	STAVEBNÍ ÚPRAVY	70
9.5.2	SILNOPROUD	70
9.6	PROTIHLUKOVÁ A PROTIOTŘESOVÁ OPATŘENÍ	71
9.7	IZOLACE A NÁTĚRY	71
9.8	PROTIPOŽÁRNÍ OCHRANA.....	72
9.9	MONTÁŽ, PROVOZ A ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ	72
9.10	ZÁVĚR	72
10	VLIV ZMĚNY PRŮTOKU VZDUCHU NA PROVOZ ZAŘÍZENÍ	73
10.1	ZMĚNY PRŮTOKU VZDUCHU V MÍSTNOSTECH	73
10.2	OVĚŘENÍ VÝKONU OHŘÍVAČE	74
10.3	VÝPOČET VÝSTUPNÍCH TEPLOT PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU	76
10.4	NÁVRH NOVÉHO OHŘÍVAČE VZDUCHU	78
10.5	VÝPOČET TEPELNÉ IZOLACE PŘED VÝMĚNÍKEM ZZT	78
	ZÁVĚR	80
11	POUŽITÉ ZDROJE	81
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ	84
13	SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ.....	86
	PŘÍLOHY	88

ÚVOD

Téma diplomové práce je zaměřeno na měření účinností zpětného získávání tepla, následnou aplikaci měřené jednotky na zvolený objekt a vyhodnocení, jak se změní navržený projekt VZT při užití parametrů jednotky deklarovaných výrobcem a při užití parametrů naměřených.

V části první jsou rozebrány jednotlivé typy výměníků ZZT, jejich vlastnosti či vhodnost užití v konkrétních případech. Rozebrány jsou také možnosti protimrazové ochrany výměníků a popsán způsob ekonomického vyhodnocení provozu ZZT.

V části druhé byla posuzována účinnost entalpické výměníku LOSSNAY LGH RX4 od firmy Mitsubishi Electric. Vyhodnocovány byly kratší segmenty měření, jež měly za úkol porovnat účinnosti v různých teplotních intervalech či při různém průtoku vzduchu výměníkem. Jednotka, jež je umístěn ve školní laboratoři VUT FAST Brno, byla osazena dataloggerem a pomocí anemometrů naměřen průtok vzduchu.

V části poslední, jež na část druhou úzce navazuje, byla měřená jednotka aplikována na zvolený rodinný dům a byl vypracován projekt vzduchotechniky, včetně výkresové dokumentace. Výsledkem této části je pak porovnání, jak se změní projekt vzduchotechniky při aplikování parametrů, jež udává výrobce a při aplikování parametrů jednotky naměřených v části experimentální a zda by navržený projekt splňoval požadovaná kritéria

A. TEORETICKÁ ČÁST

1 ÚVOD

Zpětné získávání tepla, známé také jako rekuperace či regenerace, jsou dnes využívány v širokém množství oborů. V sektoru stavebnictví je zpětné získávání tepla (dále jen ZZT) aplikován ve vzduchotechnických systémech, kdy je využíváno energie odpadního vzduchu k úpravě vzduchu přiváděného do budovy. Využíváno je jak energie citelného tepla, tak i energie tepla vázaného. ZZT je dnes nutné aplikovat nejen vzhledem k vývoji cen energií a tedy z hlediska ekonomické náročnosti provozu zařízení, ale jeho integrace do VZT je nutná i vzhledem k důrazu na ochranu životního prostředí.

1.1 Užití systému ZZT a jejich princip

Výše zmíněné důvody pro využívání ZZT (ekonomické i environmentální) jsou dále podpořeny normou ČSN 730540-2, která doporučuje:

Pokud je u novostaveb z hygienických a provozních důvodů celková intenzita větrání v budově větší než $n = 1 \text{ h}^{-1}$ po dobu nejméně 8 hodin denně, doporučuje se osazení účinného zařízení pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu, s ověřením účinnosti zpětného získávání tepla nejméně 60%. Pokud nelze takové zařízení prokazatelně použít, doporučuje se v rámci energetické bilance budovy provést taková opatření, která zajistí nejméně shodné snížení potřeby tepla na provoz budovy, je-li to v konkrétních podmínkách možné. [3]

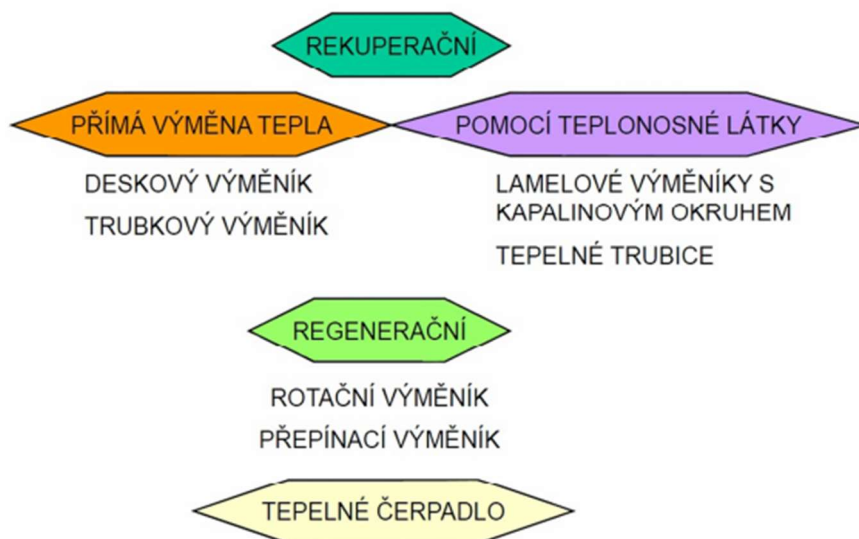
Definice zpětného získávání tepla zní: „Zpětné získávání tepla je opatření pro využití entalpie objemového proudění opouštějícího budovu nebo proces.“ Přiváděný vzduch do budovy je tedy přes výměník upravován vzduchem z budovy odváděným. Užitý mohou být zařízení, jež předávají teplo **přímo** ve formě vzduch-vzduch nebo **prostřednictvím teplonosné látky**. Předávané teplo je:

- a) citelné - mění se teplota přiváděného vzduchu. Při sdílení citelného tepla odváděný odpadní vzduch sdílí teplo přes teplosměnnou plochu
- b) vázané (latentní) - sdělované při vypařování vody nebo při kondenzaci vodní páry - které ovlivňuje měrnou vlhkost vzduchu. Při sdílení vázaného tepla dochází ke sdílení tepla přímo do ohřívajícího média, nebo přes vložené zařízení (kapalinový okruh)

2 VÝMĚNÍKY PRO ZPĚTNÉ ZÍSKÁVÁNÍ TEPLA

Základní rozdělení výměníku ZZT:

- Rekuperační – přenášejí teplo citelné
- Regenerační – přenášejí teplo citelné i vázané
- Tepelné čerpadlo – přenáší teplo citelné

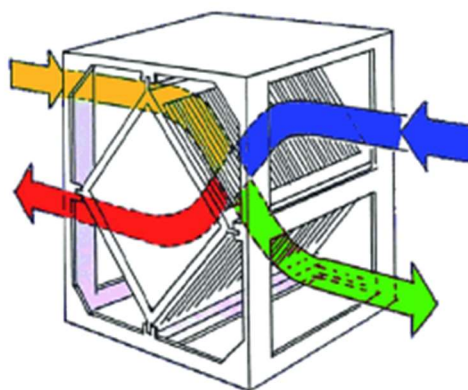


Obr 1. 1 Přehled rozdělení výměníků ZZT [13]

2.1 Systémy rekuperační

2.1.1 Deskový výměník

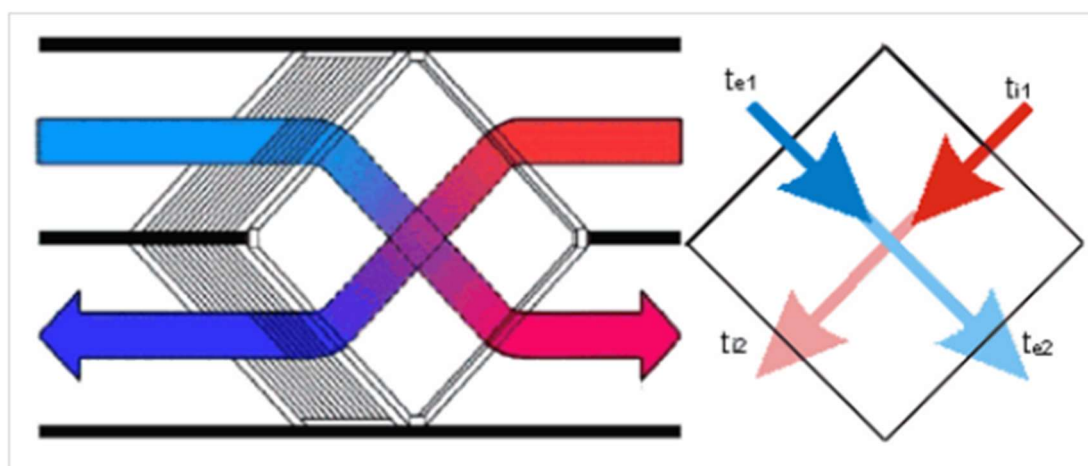
Deskové výměníky je nejčastěji využívaný výměník pro zpětné získávání tepla. Funguje na bázi vzduch-vzduch, kdy výměník tvoří soustava teplosměnných desek, mezi kterými proudí teplý a chladný proud vzduchu. Teplosměnné desky jsou nejčastěji vyrobeny z plastu, oceli, nerezavé oceli nebo hliníku a navzájem jsou spojovány lepením, svařováním, výjimečně i šrouby.



Obr 1. 2 Deskový výměník[5]

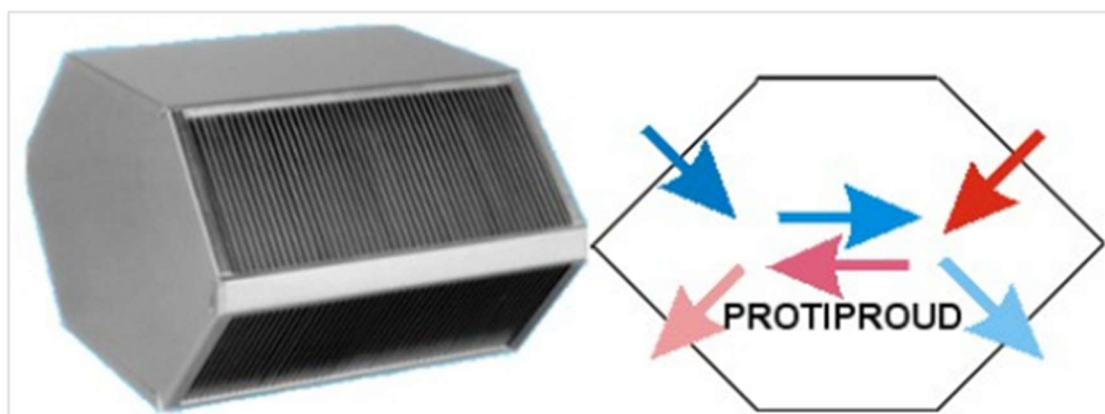
Účinnost výměníku je závislá především na velikosti teplosměnné plochy a na její schopnosti předávat teplo. Pozitivní vliv na účinnost deskových výměníků má rovněž zvýšení rychlosti proudu vzduchu a zdrsnění povrchu teplosměnné plochy. Oba tyto faktory však s sebou přináší zvyšování tlakových ztrát ve výměníku.

Nejtypičtějším provedením deskového výměníku je ve tvaru čtverce, jehož teplotní účinnost se pohybuje v rozmezí 40- 80 %. [4].



Obr 1. 3 Schéma čtvercového deskového výměníku [4]

Vyšší účinnost pak dokazuje provedení ve tvaru šestiúhelníku, kdy přiváděný a odváděný vzduch proudí přímo proti sobě. V takovém případě hovoříme o výměníku protiproudém a jejich účinnost se pohybuje až k 95 % [4].



Obr 1. 4 Schéma protiproudého deskového výměníku [4]

Dalším faktorem ovlivňující účinnost výměníku je hladina vlhkosti vzduchu. Případná kondenzace uvnitř výměníku může tuto účinnost pozitivně ovlivnit až o 20 %. Případný kondenzát je odváděn přes zápachovou uzávěrku do kanalizace, z čehož vyplývá nutnost koordinace návrhu VZT s profesemi ZTI.

Vlastní deskové výměníky nelze regulovat, jelikož nemají žádné mechanické pohyblivé části. V letních měsících, kdy je teplota venkovního vzduchu vyšší než požadovaná teplota interiéru, bývá využíváno obtoku výměníku (viz kapitola 3. 1).

- **Deskový výměník – entalpický**

Deskové výměníky entalpické dokáží oproti deskovým výměníkům běžným kromě tepla citelného přenášet i teplo vázané, resp. dokáží přenášet vlhkost. Skládají se rovněž z několika teplosměnných ploch, mezi kterými jsou kanálky pro proudění odpadního a čerstvého vzduchu. Jedná se obvykle o neporézní materiál, přes který prosakuje vodní pára obsažená ve vzduchu. Přenos vodní páry vždy probíhá z proudu vzduchu, který má vyšší parciální tlak do proudu vzduchu s parciálním tlakem nižším.

Entalpické výměníky pomáhají účinně řešit problémy s nízkou vlhkostí v interiéru zvláště v zimním období, kdy klesá venková relativní vlhkost pod 20 %. Vlhkostní účinnost deskových entalpických výměníků se pohybuje mezi 60 a 70 %. Velkou výhodou deskových výměníků je fakt, že citelné a vázané teplo dokáží předávat bez dodatečné energie (jako je například pohon pro rotor u výměníků rotačních).

Deskové entalpické výměníky mohou efektivně pracovat až do venkové teploty cca 10 °C bez snižování výkonu vlivem zamrznutí výměníku. Pro horské oblasti ČR jsou doporučovány větrací jednotky s entalpickým výměníkem i elektrickým předehřevem, pracující na 100% výkon až do teploty -20 až -25 °C. [10]. Výměníky je pro udržení jejich účinnosti nutno pravidelně čistit a to nejefektivněji proplachováním teplou vodou, případně úplným ponořením výměníku.



Obr 1. 5 Čištění deskové výměníku [10]

2.1.2 Trubkové výměníky

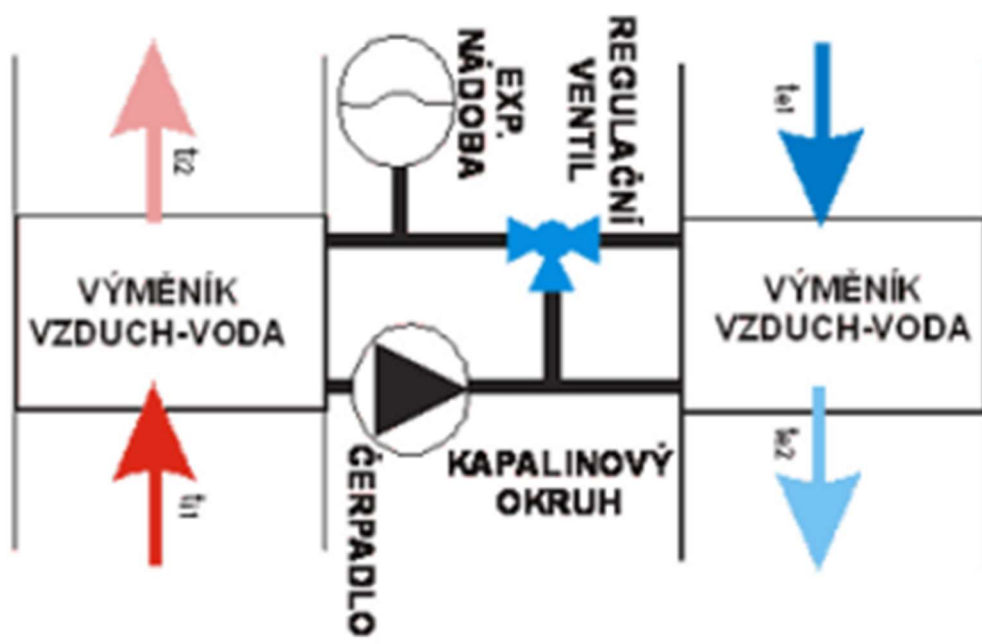
Trubkové výměníky jsou principem přenosu tepla podobné výměníkům deskovým. Základem je teplosměnná plocha, jež je v tomto případě tvořena svazkem trubek, kterými proudí vzduch (většinou odpadní). Z vnější strany pak jsou trubky obtékány přívodním vzduchem, čímž dochází k přestupu tepla obdobně jako u výměníku deskového.

Trubkový výměník je vhodný pro systémy rekuperace, kdy odváděný vzduch je znečištěný. Nevýhodou je zpravidla menší teplosměnná plocha a tudíž menší účinnost výměníku, která dosahuje přibližně 30-50 %. Aspekty jako regulace, provoz v letních obdobích, či ochrana proti zamrznutí je shodná jako u výměníku deskového.

2.1.3 Lamelové výměníky s kapalinovým okruhem

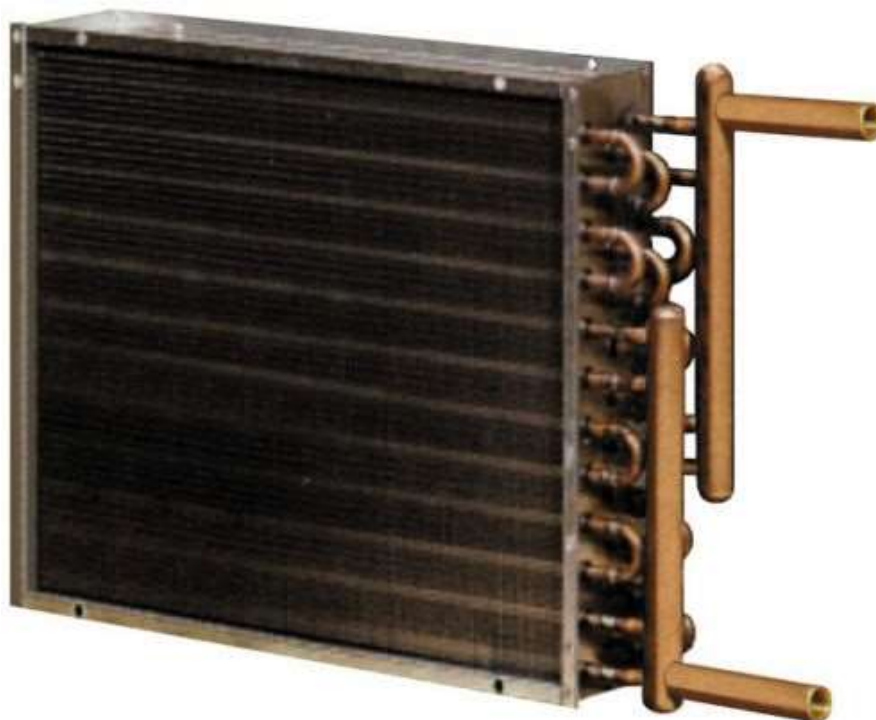
Systém ZTZ s kapalinovým okruhem je tvořen jedním regeneračním výměníkem vzduch-voda v odváděném vzduchu, a druhým ve vzduchu přiváděném.

Oba výměníky jsou propojeny kapalinovým okruhem s oběhovým čerpadlem, expanzní nádobou a regulačními prvky.



Obr 1. 6 Schéma ZTZ s kapalinovým okruhem[15]

Lamelové výměníky s kapalinovým okruhem nacházejí využití v případě, kdy přívodní a odvodní vzduch není veden blízko sebe a není tudíž možné užít výměník obsažený v jedné jednotce. Prostorová flexibilita systému je zároveň jeho největší výhodou. Mezi nevýhody naopak patří fakt, že k provozu systému je nutná další energie, resp. práce čerpadla. V kapalinovém okruhu je užitá jako teplonosná látka nemrznoucí směs, nejčastějšími typy užívaných výměníků jsou výměníky lamelové.

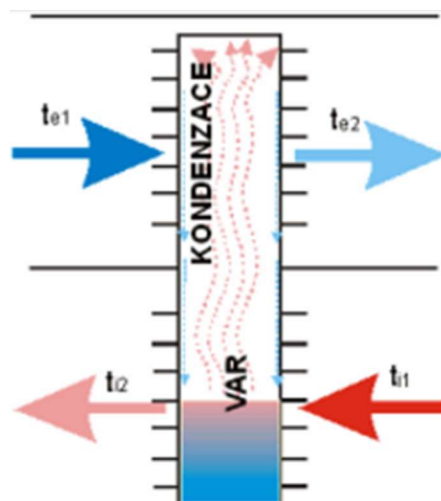


Obr 1. 7 Lamelový výměník [19]

Účinnost kapalinových systému je 45-55 % [5]. Při užití speciálních víceřadých (deset až dvacet řad) konstrukcí výměníků s protiproudými vrstvami může být dosaženo účinnosti 60 až 70%.[5]Tento systém je vhodný pro provozy se silně znečištěným odpadním vzduchem, jelikož nehrozí žádná kontaminace vzduchu přívodního (např. netěsnostmi ve výměníku).

2.1.4 Tepelné trubice

Systém zpětného získávání tepla pomocí tepelných trubic funguje na principu vypařování a kondenzace chladiva v uzavřených trubicích. Obvyklou chladivovou náplň tvoří čpavek, freon, ale může být užitá i voda. Odváděný vzduchu (obvykle teplý) proudí kolem spodní části trubky, kde dochází k ohřevu chladiva a jeho vypařování. Vypařené chladivo stoupá trubicí směrem nahoru, kde proudí vzduch přiváděný (obvykle studený), jež odebírá teplo chladivu ve formě páry. Chladivo po předání tepla následně kondenzuje, stéká do spodní části trubice, kde se proces opakuje.



Obr 1. 8 Schéma tepelné trubice [15]

Ke správnému chodu systému je nutné zvolit chladivo tak, aby se při teplotě odváděného vzduchu vypařovalo a při teplotě přiváděného vzduchu kondenzovalo. Užití tepelných trubice je příhodné v provozu se znečištěným odpadním vzduchem, jeho další výhodou je snadné čištění.

Vedle svislých trubice existují i vodorovné rekuperátory s tepelnými trubicemi, kde jsou trubky jen v minimálním spádu a zde se pro přenos tepla uplatňují víc než gravitační síly kapilární síly. Účinnosti těchto rekuperátorů jsou cca do 65 %. Jejich největší výhodou je, že k pohybu náplně nepotřebují žádný pohon, nevýhodou je problematické těsnění rozhraní mezi přívodním a odvodním vzduchem. [5]

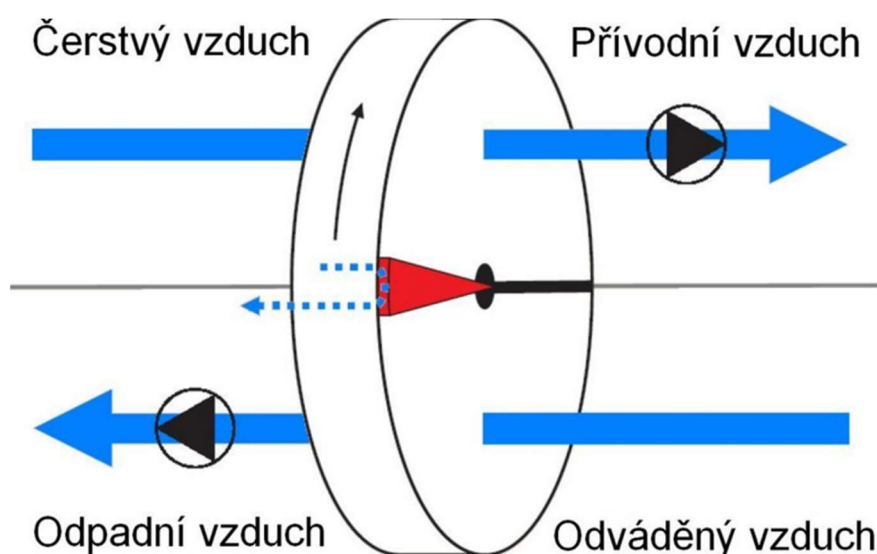
2.2 Systémy regenerační

Regenerační systémy zpětného získání tepla dosahují maximální účinnosti předávání tepla, jelikož kromě složky tepla citelného zde dochází i k přenosu složky vázané. Uplatnění nachází především u větších klimatizačních zařízení, k přenosu tepla je využíváno akumulární hmoty, nejčastěji plastu, hliníku či papíru. Princip fungování je z fyzikálního hlediska obdobný jako u systému rekuperačních. Akumulační hmota je ohřívána proudem odpadního vzduchu a následně předává teplo vzduchu přívodnímu. Nevýhodou systému je fakt, že v případě regeneračních výměníků dochází ke kontaktu přívodního a odvodního vzduchu, není tedy vhodný pro prostory se silně znečištěným odpadním vzduchem, či naopak pro prostory s vysokými hygienickými nároky na vzduch přívodní. Regenerační výměníky existují ve dvou variantách:

- Rotační
- Přepínací

2.2.1 Rotační výměník

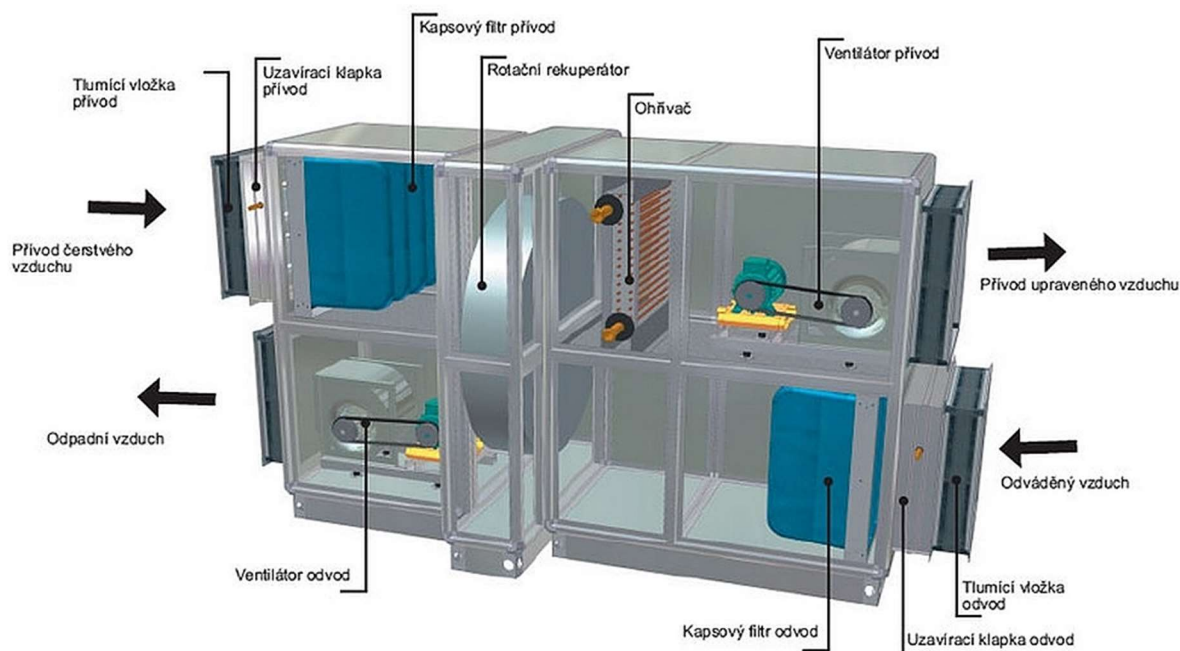
Akumulační hmota rotoru je tvořena válcem, který je tvořen velkým množstvím malých kanálků v akumulaci hmotě, kterými prochází vzduch. K přenosu tepla nebo vlhkosti dochází na rotoru, který jednou polovinou zasahuje do proudu vzduchu přiváděného a druhou polovinou do proudu vzduchu odváděného. Otáčením rotoru prochází střídavě teplosměnná plocha oběma proudy vzduchu, čímž dochází k přenosu tepla a vlhkosti. Pro velké vzduchové výkony se řadí několik rotorů paralelně vedle sebe [2]



Obr 1. 9 Rotační výměník [17]

- Výhody:
 - Vysoká dosahovaná účinnost přenosu tepla (až 80%)
 - Schopnost přenášet vlhkost
 - Malé rozměry
 - V klimatických podmínkách ČR nemusí být osazen obtokovou klapkou
- Nevýhody:
 - Smíchání malého množství odpadního vzduchu se vzduchem čerstvým
 - Nutnost dodatečné energie (k otáčení rotoru)
 - V omezené míře vždy vrací odváděnou vlhkost zpět do prostoru

Rotor se otáčí řemenovým pohonem s elektromotorem rychlostí 10-20 otáček za minutu, rychlost je obvykle řízena frekvenčním měničem jež je propojen se systémem MaR. Účinnost výměníku závisí na otáčkách rotoru a rychlosti proudění přiváděného vzduchu. Roste spolu se stoupající rychlostí otáček rotoru, dokud nedosáhne svého horní meze.



Obr 1. 10 Umístění rotačního rekuperátoru v VZT jednotce [16]

Teplotní účinnost výměníku bez hygroskopické úpravy rotoru dosahuje 60 až 80%, vlhkostní 10 až 20%. V případě provedení rotoru s hygroskopickou vrstvou pak narůstá vlhkostní účinnost na 60 až 70 %. [7].

Konkrétně regenerační výměníky podle úpravy teplosměnné plochy dělíme na:

- Kondenzační rotory

Vyrobené z hliníkových folií, na kterých v případě poklesu teploty pod teplotu rosného bodu kondenzuje vodní pára obsažená v odpadním vzduchu. Přenos vlhkosti je u kondenzačních rotorů nízký, nejvyšších hodnot dosahuje v zimním období

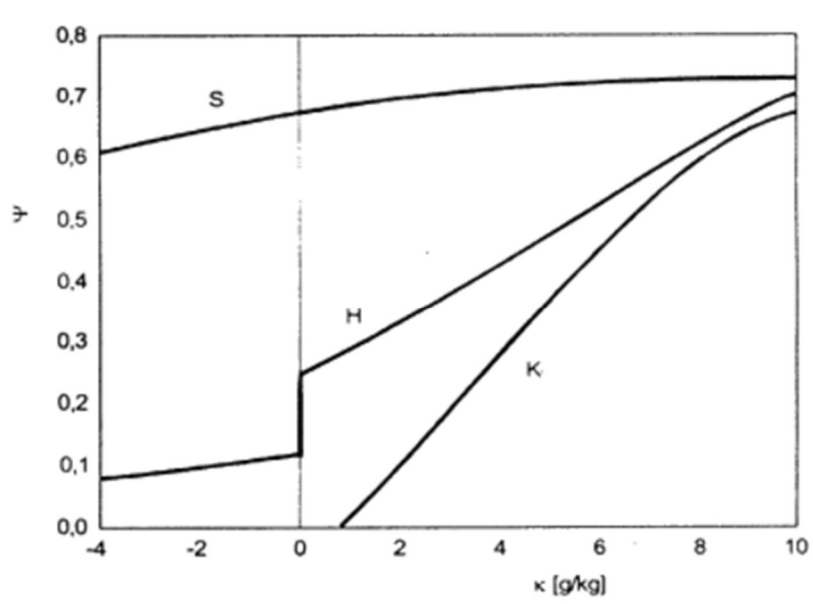
- Entalpické rotory

Rotor je vytvořen z chemicky naleptaných folií s kapilární strukturou povrchu. V případě vzniku kondenzace dochází k přenosu vlhkosti přes kapilární otvory rotoru do příváděného vzduchu. Vlhkostní účinnost je v případě entalpických rotorů vyšší než u rotorů kondenzačních, stále je však nižší než účinnost přenosu tepla citelného a k dokonalému přenosu entalpie tedy nedochází. Entalpické rotory mají obvykle délku 100 až 250 mm a výšku vln 1,5 až 2 mm, jsou tedy velmi kompaktní [9]

- Sorpční rotory

Rotor je tvořen nosným podkladem, např. hliníkem, na kterém je nanesena vrstva sorpčního materiálu. Jelikož rotory dokáží přenášet vlhkost téměř nezávisle na stavu vzduchu (tzn. bez kondenzace), přenáší vlhkost i během letního období.

Přenos vlhkosti dobře znázorňuje závislost účinnosti na tzv. kondenzačním potenciálu, jímž je rozdíl mezi měrnou vlhkostí odváděného vzduchu a měrnou vlhkostí nasyceného venkovního vzduchu.[9]



Obr 1. 11 Účinnost ZZV rotorů [9]

S-sorpční rotory, H-hygroskopické rotory, K- kondenzační rotory

Mezi užívané sorpční materiály patří:

- Silicagel

Nejběžněji užívaný absorbent s vysokým přenosem vlhkosti díky své vysoké jímavosti i při vysokých relativních vlhkostech. Vyznačuje se malou selektivností, tudíž s žadáním přenosem vodní páry dochází i k přenosu škodlivin.

- Aktivovaný oxidovaný hliník

Vzniká ponořením hliníkového rotoru do roztoku bromidu. Je oproti silicagelu levnější variantou, avšak s menší schopností přenášet vlhkost a rovněž s malou selektivností.

- Molekulová síta

Mají takovou strukturu pórů, která zamezuje absorpci molekul větších než rozměr pórů v užitém materiálu (např. zeolitu) a v pórech se tak zachytávají hlavně molekuly vody. Rotory se vyznačují velkou jímavostí vodní páry při nízkých měrných vlhkostech, která se však s narůstající relativní vlhkostí již příliš nezvětšuje. Pokles jímavosti při vyšších teplotách je malý.

2.2.2 Přepínací výměník

Přepínací výměníky, na rozdíl od výměníku rotačních jsou konstruovány tak, že jejich akumulární hmota zůstává stále ve stejné poloze.

Akumulární hmota bývá většinou tvořena násypem kameniva (frakce 6-120 mm). Výměník je tvořen dvěma komorami a soustavou klapek, díky nimž probíhá přepínání přiváděného a odváděného vzduchu tak, aby procházel přes tyto komory střídavě. O frekvenci střídání proudů vzduchu se stará systém MaR, interval přepnutí se pohybuje od několika sekund po jednotky minut. Výhodou výměníku je vysoká teplotní účinnost (60 až 90 %) a vlhkostní účinnost 50 až 70%. [7]

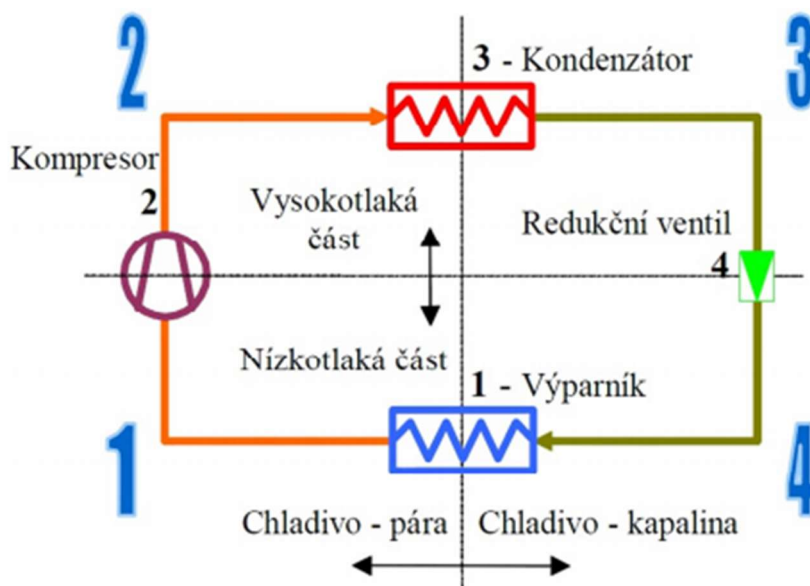
U přepínacích výměníků nelze zabránit přenosu škodlivin z odváděného vzduchu do vzduchu přiváděného, proto je lze použít pouze v případě, že odváděný vzduch není znečištěn, nebo tam, kde je nízký přenos škodlivin přípustný.

2.3 Tepelné čerpadlo

Patří k cenově nejnáročnějším typům ZZT. Systém se skládá z následujících komponent:

- Kondenzátor
- Výparník
- Kompresor
- Expanzní ventil

V systému cirkuluje chladicí kapalina, která za změny teploty a tlaku mění své skupenství. Chladivo v plynném stavu je stlačeno kompresorem a poté vpuštěno do kondenzátoru, kde odevzdává teplo okolního prostředí a dochází k jeho zkondenzování. Zkapalněné chladivo dále pokračuje do redukčního (expanzního) ventilu, kde dochází ke změně tlaku a teploty. Ve výparníku tudíž může dojít k absorpci tepla a odpaření. V plynném stavu míří zpět do kompresoru a cyklus se opakuje.



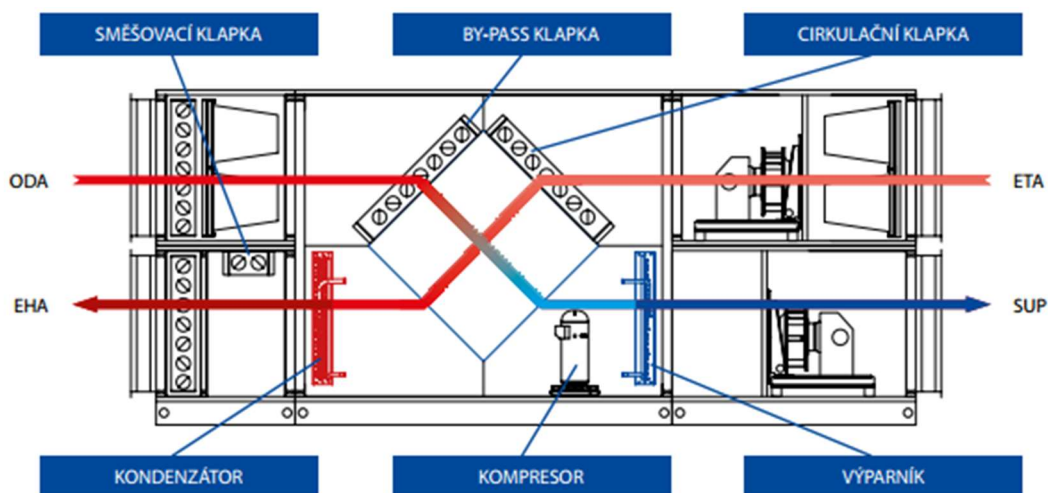
Obr 1. 12 Schéma principu tepelného čerpadla [12]

Užívané systémy mohou být přímo integrované ve vzduchotechnické jednotce, případně může být výparník a kondenzátor stavebně oddělen, čehož lze využít při větších vzdálenostech mezi přiváděným a odváděným vzduchem, podobně jako u kapalinových okruhů.

Tepelná čerpadla mají oproti jiným druhům výměníků výhodu možnosti reverzního chodu, kdy nevyužíváme principu TČ ke zpětnému získávání tepla, nýbrž ke zpětnému chladu a mohou tak být využívána celoročně.

Letní provoz jednotky

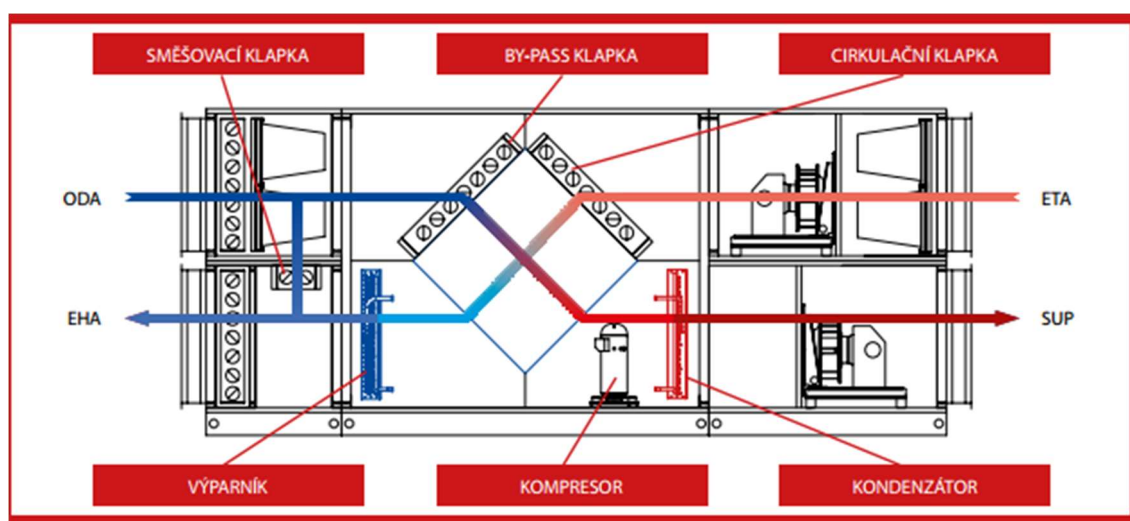
Čerstvý vzduch je předchlazen v rekuperačním výměníku odvodním vzduchem o nižší teplotě. Po rekuperaci je přívodní vzduch dochlazen na výparníku tepelného čerpadla. Na kondenzátoru je ohřátý odpadní vzduch odveden do atmosféry. Směšovací klapka za kondenzátorem je uzavřena. V případě vysokých tepelných zisků v prostoru a při poklesu teploty čerstvého vzduchu pod požadovanou teplotu v prostoru, přívodní vzduch prochází ochozem (by-passem) rekupérátoru a tepelné čerpadlo může být mimo provoz. V případě potřeby vnitřní cirkulace vzduchu je klapka na čerstvém a odpadním vzduchu uzavřena a směšovací klapka před rekupérátorem je otevřena na jmenovitý vzduchový výkon. Při poklesu kvality vnitřního vzduchu se otevírá klapka čerstvého vzduchu, klapka by-passu je otevřena.[6]



Obr 1. 13 Letní provoz VZT jednotky s TČ [14]

Zimní provoz jednotky

Čerstvý vzduch je předehříván v rekuperačním výměníku odvodním vzduchem o vyšší teplotě. Po rekuperaci je přívodní vzduch dohřát na kondenzátoru tepelného čerpadla. Je-li teplota čerstvého vzduchu rovna nebo menší $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a zároveň nižší než teplota za výparníkem, otevře se směšovací klapka za výparníkem a využívá se tepelná energie odpadního vzduchu o vyšší teplotě než teplota čerstvého vzduchu a smíšený vzduch se tak reguluje na teplotu min. $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ kvůli ochraně rekuperátoru proti námraze (z důvodu jeho vysoké účinnosti). Pro plynulost chodu okruhu tepelného čerpadla je výparník vybaven elektrickými topnými tyčemi jako ochrana proti zamrznutí výměníku. [6]



Obr 1. 14 Letní provoz VZT jednotky s TČ [14]

3 PROTIMRAZOVÁ OCHRANA VÝMĚNÍKŮ

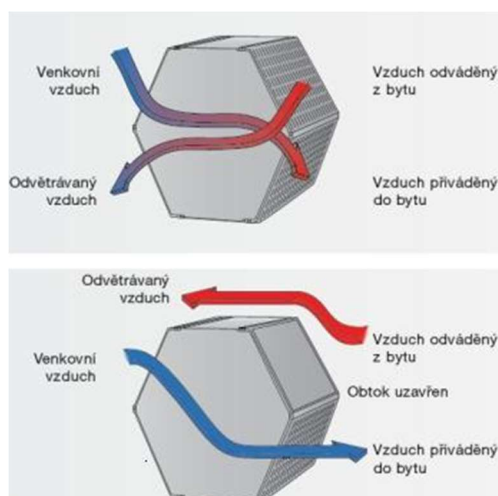
Klesne-li teplota odváděného vzduchu u ZZT pod teplotu rosného bodu, na straně odvodu vzduchu se vytváří námraza (potažmo led) a dochází ke zmenšení, případě ucpaní průtokové oblasti výměníku. To vede k podstatnému snížení účinnosti systému, ve vážnějších případech může dojít i k trvalému poškození výměníku ZZT. Námraze lze předejít několika způsoby:

- Využití obtoku
- Krátkodobým uzavřením přívodu vzduchu a využitím tepla ze vzduchu odváděného k roztání námrazy
- Předehřev přiváděného vzduchu před ZZT
- Využití cirkulačního režimu, kdy je teplý vzduch z místnosti přiveden do výměníku místo čerstvého vzduchu
- Vybavení kritických oblastí elektrickým ohřevem zabraňující námraze

3.1 Regulace přívodu vzduchu

Nejčastějším řešením ochrany výměníku ZZT je využití obtoku, tzv. by bypass. Teplota přiváděného vzduchu se omezí na požadovanou minimální hodnotu snížením objemového průtoku přiváděného chladného vzduchu, případně je přívod do výměníku ZZT zastaven úplně a je využíváno pouze obtoku. Toho je dosaženo pomocí regulačních klapek, jež reagují na pokles venkovní teploty. Minimální venkovní teplota je specifická pro každý výměník v závislosti na typu a účinnosti výměníku. Je také možno instalovat teplotní čidlo pro protimrazovou ochranu na kritickém místě výměníku tepla. [1]

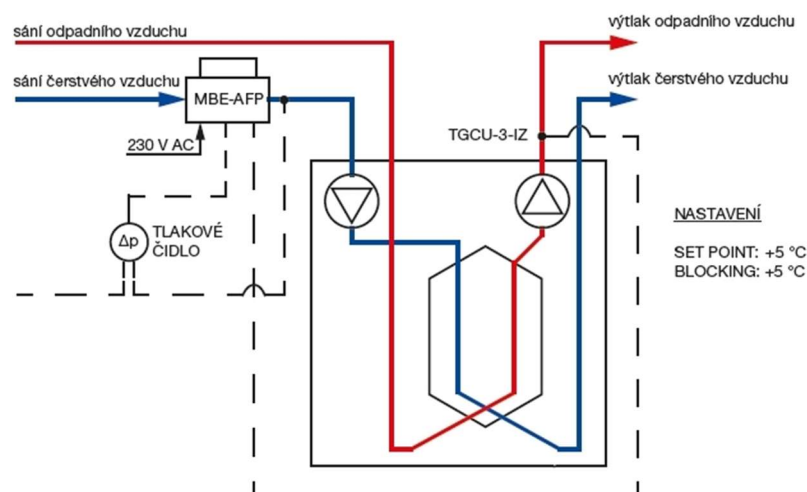
V případech, kdy je využíváno výše uvedené a znázorněné řešení je při návrhu ohřívače VZT nutno brát v potaz nároky systému při provozu bez ZZT tak, aby výkon ohřívače při odstavení ZZT byl dostatečný.



Obr 1. 15 Deskový výměník s obtokem[14]

3.2 Předehřev přívodu vzduchu

Další možností ochrany proti zamrznutí je užití předehřevu přiváděného vzduchu. K tomu účelu je využíváno elektrického, případně vodního výměníku, jež je řazen před výměník ZZT. Jeho činnost může být regulována opět na základě venkovní teploty, případě teploty kritických částí výměníku ZZT.



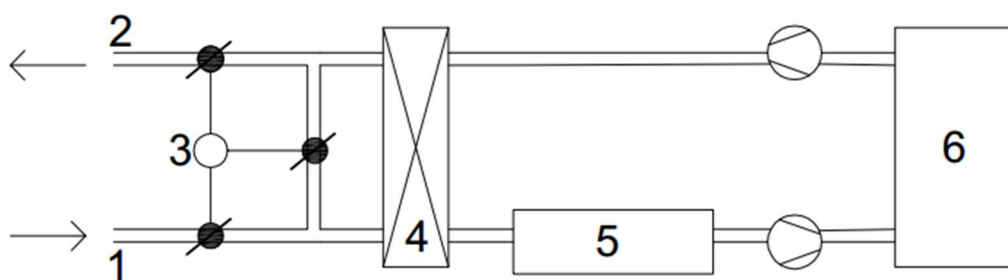
Obr 1. 16 Schéma zapojení elektrického ohřívače v režimu předehřevu [22]

3.3 Směšování cirkulačního vzduchu

Směšování cirkulačního vzduchu je využíváno v systémech, ve kterých je přípustný podíl cirkulačního vzduchu přibližně 50 %.[1] V praxi je pro tuto kombinaci vhodný především rotační, eventuálně přepínací výměník, jelikož tyto systémy nebývají užívány v prostorech s vysokými nároky na čistotu přiváděného vzduchu.

3.3.1 Směšování cirkulačního vzduchu před jednotkou ZZT

Velkou výhodou tohoto systému je fakt, že ochrana proti zamrznutí je zajištěna bez snížení teplotní účinnosti výměníku ZZT. Kombinaci znázorněnou níže lze užít ke zvýšení celkového stupně ZZT a zároveň k protimrazové ochraně výměníku (ovšem jen za předpokladu, že určité nezbytné množství cirkulačního vzduchu je přípustné za každého provozního stavu). Účinnost zpětného získávání roste s podílem využití cirkulačního vzduchu. [1]

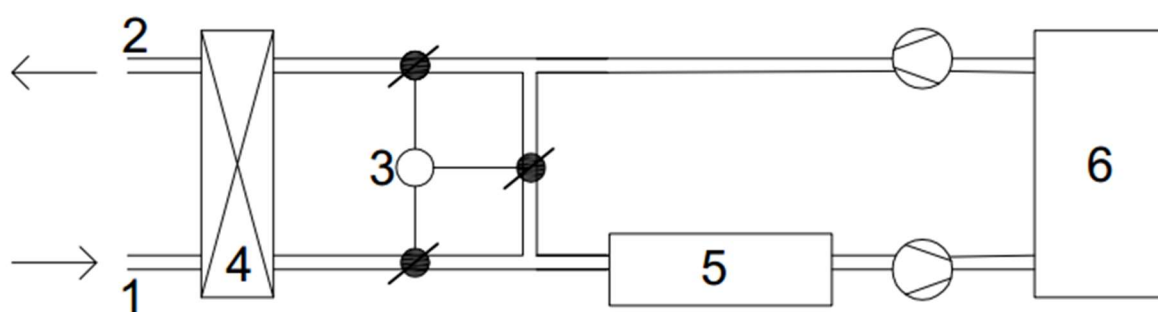


Obr 1. 17 Směšování cirkulačního vzduchu před výměníkem ZZT [1]

1 – venkovní vzduch; 2- odváděný vzduch; 3 – klapky pro směšování cirkulačního vzduchu; 4 – jednotka ZZT; 5- konečná úprava přiváděného vzduchu; 6 – upravované prostředí

3.3.2 Směšování cirkulačního vzduchu za jednotkou ZZT

Řešením směšování cirkulačního vzduchu se vzduchem přiváděným až za výměníkem ZZT lze za stejných investičních podmínek dosáhnout lepší účinnosti než při směšování před výměníkem. Z uvedeného schématu je však zřejmé, že cirkulační vzduch je využíván až za výměníkem ZZT a ten tudíž **není chráněn proti zamrznutí**. Tohoto systému může být využito v kombinaci s elektrickým či jiným ohřevem přivodního vzduchu, o ekonomické výhodnosti či nevýhodnosti oproti systému se směšováním před výměníkem pak rozhodují především účinnost výměníku a skutečnost kolik cirkulačního vzduchu můžeme z hygienických důvodů využívat.



Obr 1. 18 Směšování cirkulačního vzduchu za výměníkem ZZT [1]

1 – venkovní vzduch; 2- odváděný vzduch; 3 – klapky pro směšování cirkulačního vzduchu; 4 – jednotka ZZT; 5- konečná úprava přiváděného vzduchu; 6 – upravované prostředí

4 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Smysl využívání ZZT je podmíněn vedle ochrany životního prostředí hlavně ekonomickou výhodností. Eventuální finanční výnosy tedy závisí především na ceně energií, době provozu zařízení ZZT, pořizovacích nákladech a na průtoku vzduchu. K hodnocení ekonomického přínosu ZZT lze obecně užít následující vztah pro výpočet průměrného porovnávacího efektu:

$$E_p = K_1 - K_2 - K_3 - K_4 - K_5 - K_6 \quad (1.1)$$

Navržená a realizovaná varianta ZZT musí být taková, aby hodnota E_p byla za daných podmínek provozu a pořizovacích nákladů z uvažovaných variant provedení ZZT ta nejvyšší. Pro zimní provoz platí následující vztahy: [2]

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla K_1 :

$$K_1 = V_v \cdot \rho_v \cdot c_v \cdot \varepsilon_1 \cdot \Delta t_m \cdot \tau_2 \cdot P_t \cdot 10^{-6}$$

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného ventilátory K_2 . Teplo produkuje ventilátor o předpokládané účinnosti η :

$$K_2 = V_v \cdot \Delta \rho_v \cdot \tau_2 \cdot P_t \cdot 10^{-6} \cdot \eta$$

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného čerpadly K_3 . Koeficient se uplatňuje v případě lamelových výměníků s kapalinovým okruhem, kde teplo je produkováno čerpadlem o účinnosti η :

$$K_3 = M_w \cdot \Delta \rho_c \cdot \tau_2 \cdot P_t \cdot 10^{-6} \cdot \rho_w^{-1} \cdot n_c^{-1}$$

Vícenálady na provoz ventilátorů K_4 . V případě rovnosti objemového průtoku přívodního a odvodního vzduchu i jejich tlakových ztrát a 50 % účinnosti ventilátoru platí následující vztah:

$$K_4 = V_w \cdot \Delta \rho_c \cdot \tau_2 \cdot P_t \cdot 10^{-6}$$

V případě rovnosti tepelných kapacit přívodního a odvodního vzduchu platí:

$$K_5 = 4 \cdot V_v \cdot \Delta \rho_v \cdot \tau_1 \cdot P_e \cdot 10^{-6}$$

Roční amortizace zařízení ZZT K_6 :

Výše amortizace je ovlivněna náklady spojeny s investicí do ZZT a umořovatele u , jehož velikost je určena předpisy o odpisech investic.

$$K_6 = I \cdot u$$

Veličiny užívané ve vztazích:

V_v	průtok vzduchu zařízením [m^3/s]
M_w	hmotností průtok kapaliny čerpadlem [kg/s]
P_t, P_e	cena tepla a elektrické energie [Kč/MWh]
Δt_m	teplotní rozdíl mezi teplotou interiéru t_i a střední venkovní teplotou vzduchu t_{em} ($^{\circ}\text{C}$)
ϵ_1	teplotní účinnost zařízení ZZT vztažená k Δt_m
n_c	účinnost čerpadla
c, ρ	tepelná kapacita, hustota tekutiny
τ_1	počet hodin provozu VZT za rok [h/rok]
τ_2	počet hodin provozu ZZT za rok [h/rok]
Δp_v	tlaková ztráta zařízení ZZT na straně vstupu vzduchu [Pa]
Δp_c	tlaková ztráta kapalinového okruhu na zařízení ZZT [Pa]
I	investiční náklady [Kč]
U	odpisy

5 ZÁVĚR

Zpětné získávání tepla je dnes již nedílnou a naprostou samozřejmostí systému VZT. Vzhledem ke stoupajícím nárokům na energetickou náročnost budov bude význam VZT i nadále stoupat a nacházet začne uplatnění i u menších staveb typu rodinných domů či u rekonstrukcí starších objektů. Z výše uvedeného textu pak je zřejmé, že nabídka ZZT je dnes již natolik široká, že vhodný systém lze najít pro prakticky veškeré aplikace VZT v nově vznikajících i stávajících objektech.

B. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

1 ÚVOD

Experimentální část práce se zabývá posouzením účinnosti entalpického výměníku tepla LOSSNAY LGH RX4 od firmy Mitsubishi Electric.

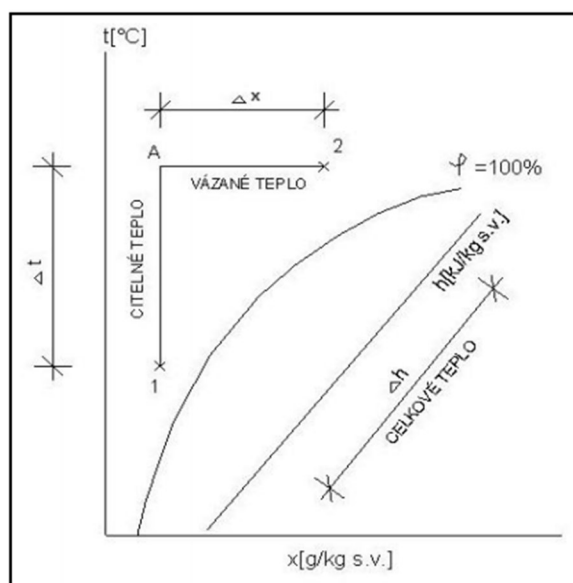
Data pro vyhodnocení byly získávány pomocí pěti dataloggerů, jež zaznamenávaly teploty a vlhkosti vzduchu přiváděného, odváděného a stav vzduchu za výměníkem na odvodu a přívodu vzduchu z/do místnosti. Pátý datalogger byl umístěn v interiéru místnosti, využito bylo též anemometru pro stanovení průtoku vzduchu.

Stanovena byla účinnost předávání jak tepla citelného, tak i tepla vázaného. Měření nebylo zaměřeno na zjištění dlouhodobé účinnosti jednotky, nýbrž mělo za úkol stanovit a porovnat účinnosti v rozdílných teplotních intervalech a při různém objemovém průtoku vzduchu proudící přes výměník.

Měření probíhalo nepřetržitě od 6. 4. 2016 do 13. 5. 2016 ve školní laboratoři VUT FAST Brno, kde je jednotka umístěna.

2 OBECNÝ VÝPOČET ÚČINNOSTÍ VÝMĚNÍKU

Účinnost zpětného získávání tepla je poměr rekuperovaného tepla k teple teoreticky získatelnému. Rozlišujeme účinnost teplotní (vycházející z tepla citelného), vlhkostní (vycházející z tepla vázaného) a entalpickou (vycházející z tepla celkového).



Obr 2. 1 Znázornění druhů tepla v Mollierově diagramu[23]

Při výpočtu účinnosti zpětného získávání tepla je třeba brát v potaz, že hodnota je dynamicky proměnlivá v závislosti na konkrétní aplikaci výměníku i okolním prostředím. Výrobci udávané hodnoty účinností jsou pak často hodnoty, jež je možno dosáhnout za ideálních podmínek a při návrhu dalších komponentů VZT soustavy (jako např. ohřev vzduchu) je nutné tuto skutečnost neopomíjet.

Na účinnost výměníku má vliv kromě jeho samotné konstrukce (a její mechanicko-fyzikálních vlastností) také průtok vzduchu a případná kondenzace vlhkosti z odvodního vzduchu. Obecně platí, že se snižujícím se průtokem vzduchu na daném výměníku se zvyšuje účinnost a naopak. Stejně tak platí, že s měnícím se průtokem vzduchu klesají, resp. stoupají tlakové ztráty výměníku. Kondenzace vodní páry má na účinnost výměníku vliv pozitivní, jelikož do přiváděného vzduchu přispívá výparným teplem.

Mezi další parametry ovlivňující velikost přeneseného tepelného toku patří údržba zařízení (především udržování výměníku v čistotě), těsnost jednotky, rovnoměrnost s jakou proudy vzduchu dopadají na výměník a poměr hmotnostních průtoků odváděného a přiváděného vzduchu.

Je-li jejich poměr stejný, případně rozdíl mezi nimi zanedbatelný, řídí se výpočet účinností následujícími vztahy:

- teplotní účinnost:

$$\eta_t = \frac{t_e - t_{e'}}{t_e - t_i} \quad [\%]$$

- vlhkostní účinnost:

$$\eta_x = \frac{x_e - x_{e'}}{x_e - x_i} \quad [\%]$$

- entalpická účinnost

$$\eta_h = \frac{h_e - h_{e'}}{h_e - h_i} \quad [\%]$$

Je-li hmotnostní průtok vzduchů rozdílný, jsou vztahy pro výpočet účinností následující:

- teplotní účinnost:

$$\eta_t = \frac{V_o/\rho_o(t_e - t_{e'})}{V_o/\rho_o \cdot t_e - V_p/\rho_p \cdot t_i} \quad [\%]$$

- vlhkostní účinnost:

$$\eta_x = \frac{V_o/\rho_o(x_e - x_{e'})}{V_o/\rho_o \cdot x_e - V_p/\rho_p \cdot x_i} \quad [\%]$$

- entalpická účinnost:

$$\eta_h = \frac{V_o/\rho_o(h_e - h_{e'})}{V_o/\rho_o \cdot h_e - V_p/\rho_p \cdot h_i} \quad [\%]$$

Uvedené vztahy jsou vztaženy ke vzduchu vnějšímu, uvádějí tedy, s jakou účinností ohříváme vzduchu přiváděný zpátky do upravovaného prostoru. Vztahy vztažené ke vzduchu odpadnímu jsou obdobné, pouze sledujeme jiné proudy vzduchu a jejich veličiny.

- teplotní účinnost:

$$\eta_t = \frac{t_{i'} - t_i}{t_e - t_i} \quad [\%]$$

- vlhkostní účinnost:

$$\eta_x = \frac{x_{i'} - x_i}{x_e - x_i} \quad [\%]$$

- entalpická účinnost

$$\eta_h = \frac{h_{i'} - h_i}{h_e - h_i} \quad [\%]$$

Je-li hmotnostní průtok vzduchů rozdílný, jsou vztahy pro výpočet účinností následující:

- teplotní účinnost:

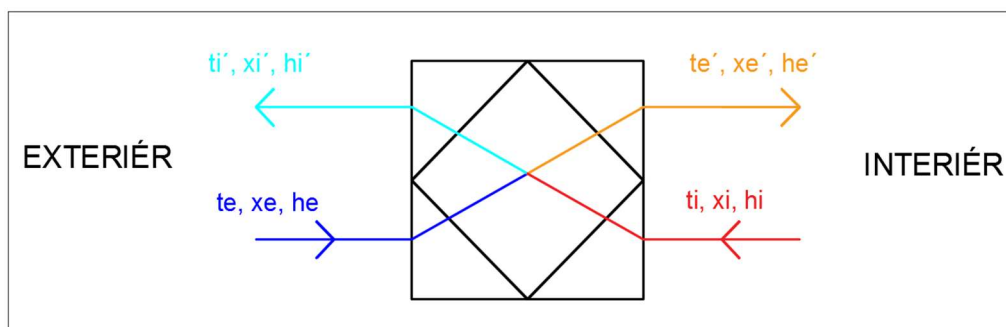
$$\eta_t = \frac{V_o/\rho_o(t_{i'} - t_i)}{V_o/\rho_o \cdot t_e - V_p/\rho_p \cdot t_i} \quad [\%]$$

- vlhkostní účinnost:

$$\eta_x = \frac{V_o/\rho_o(x_{i'} - x_i)}{V_o/\rho_o \cdot x_e - V_p/\rho_p \cdot x_i} \quad [\%]$$

- entalpická účinnost:

$$\eta_h = \frac{V_o/\rho_o(h_{i'} - h_i)}{V_o/\rho_o \cdot h_e - V_p/\rho_p \cdot h_i} \quad [\%]$$



Obr 2. 2 Označení proudů vzduchu ve výměníku

Dataloggery instalovány v jednotce byly schopny zaznamenat pouze teplotu a relativní vlhkost, pro účely výpočtu vlhkostní a entalpické účinnosti bylo třeba dopočítat hodnoty měrné vlhkosti a měrné entalpie dle následujících vztahů:

- Tlak syté vodní páry p_d'' [Pa]:

$$p_d'' = \exp\left(23,58 - \frac{4044,6}{235,6 + t}\right)$$

- Měrná vlhkost x [kg/m³] :

$$x = 0,622 \frac{\varphi \cdot p_d''}{p - \varphi \cdot p_d''}$$

- Entalpie h [kJ/kg] :

$$h = 1,01 \cdot t + (2500 + 1,872 \cdot t) \cdot x$$

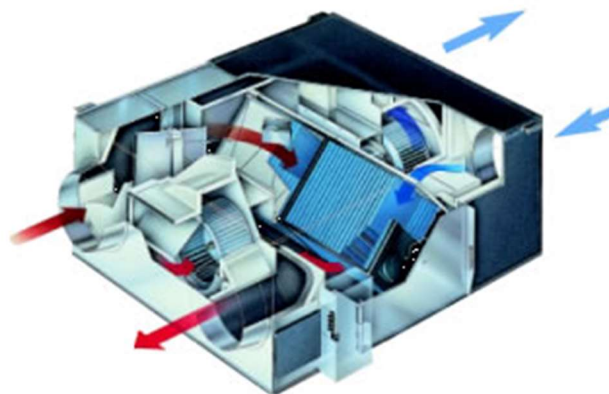
Měrná vlhkost a entalpie byly dopočítány pro veškerá naměřená data.

3 ENTALPICKÝ VÝMĚNÍK LOSSNAY LGH – 35 RX4

3.1 Popis zařízení a parametry výrobce

K experimentu byla využita rekuperační jednotka Lossnay LGH – 35 RX4 od firmy Mitsubishi Electric, jež je umístěna ve školní laboratoři VUT FAST Brno. Podstropní jednotka je vybavena deskovým entalpickým výměníkem Lossnay, od kterého je odvozen název celé jednotky.

Pro zajištění oddělení přírodního a odpadního vzduchu je struktura výměníku uspořádána na principu křížového proudění s deskovým žebrovaním. Tento principu spolu s membránou (jež dokáže propustit molekuly vody, avšak zároveň zabraňuje průniku agencií) zajišťuje vysoký přenos tepla jak citelného, tak vázaného. [11] Více o deskových výměnících v části A, kapitole 2. 1. 1



Obr 2. 3 Uspořádání jednotky Lossnay LGH [24]

Jak je vidět, rekuperátor je umístěn mezi dvěma ventilátory, z nichž jeden nasává čerstvý vzduch z exteriéru a přivádí ho do jednotky, zatímco druhý ventilátor se stará o odvod znehodnoceného vzduchu z místnosti. Jednotka je rovněž vybavena by-passem, jehož princip je blíže rozebrán v části A, kapitole 3. 1

Jednotka Lossnay LGH se vyrábí ve dvou provedeních, jednak jako interiérová (podstropní, nástěnná větrací jednotka) do průtoku vzduchu maximálně 400m³/h a jako jednotka připojená na potrubí, která se vyrábí v devíti řadách od 150 do 2000 m³/h vzduchu. [11] Ve školní laboratoři je umístěna jednotka podstropní řady LHG 35-RX4.



Obr 2. 4 Podstropní jednotka Lossnay LGH 35 RX4 [25]

LGH-35RX4-E

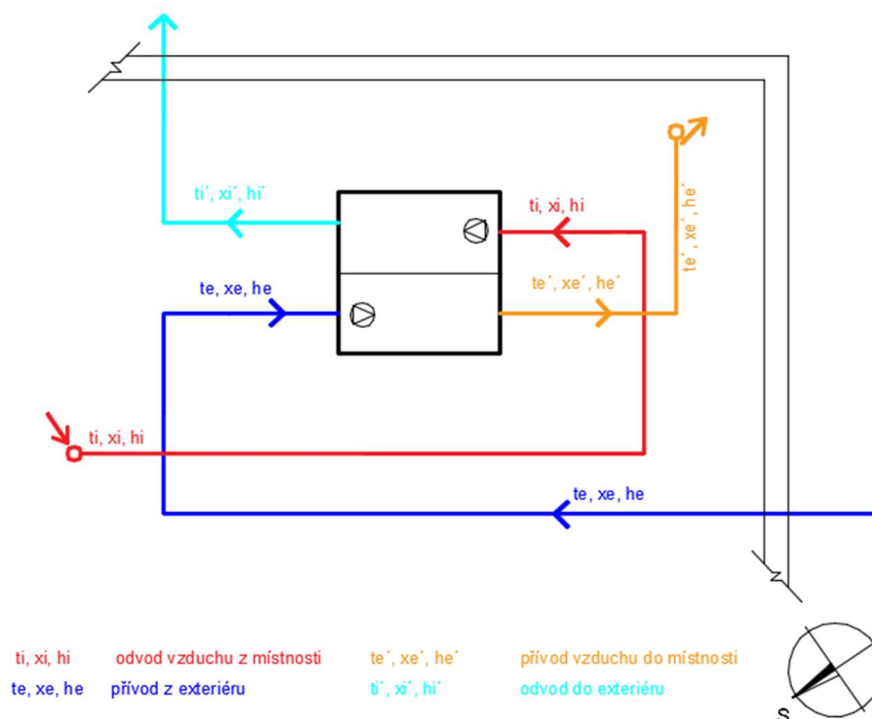
Model		LGH-35RX4-E					
Power source		1-phase 220-240V ~50/60Hz					
Ventilation mode		Lossnay ventilation			Bypass ventilation		
Fan speed		Extra High	High	Low	Extra High	High	Low
Current	(A)	0.78-0.79/0.99-0.99	0.71-0.71/0.83-0.87	0.46-0.48/0.46-0.50	0.81-0.82/1.00-1.00	0.72-0.73/0.83-0.86	0.46-0.49/0.46-0.50
Power consumption	(W)	169-187/215-236	154-167/180-207	97-110/97-117	176-192/217-236	156-172/180-206	97-111/97-117
Air volume	(m ³ /h)	350	350	230/210	350	350	230/210
	(L/s)	97	97	64/58	97	97	64/58
External static pressure	(Pa)	150/190	70/50	25/20	150/190	70/50	25/20
	(mmH ₂ O)	15.3/19.4	7.1/5.1	2.5/2.0	15.3/19.4	7.1/5.1	2.5/2.0
Temperature recovery efficiency	(%)	79	79	84/85	-	-	-
Enthalpy recovery efficiency	Heating (%)	70	70	77/78	-	-	-
	Cooling (%)	68	68	74.5/76	-	-	-
Noise	*1 (dB)	31-32/32-33	28-30/27-29	23-24/21-22	31.5-32.5/33-34	28-30/28-30	23-24/21-22
Weight		30kg					
Starting current		Under 1.7/1.7A or less					

Tab 2. 1 Parametry jednotky Lossnay LGH 35 RX4

V tabulce 2. 1 jsou zaznamenány výrobcem udávané parametry jednotky a její účinnosti. V kapitole 6 jsou tyto údaje konfrontovány s naměřenými vlhkostními a teplotními účinnostmi a to za režimu nízkých i vysokých otáček.

3.2 Umístění a zapojení

Jednotka Lossnay je umístěna v laboratoři ústavu TZB fakulty stavební Brno, v 5.NP. Schématické znázornění zapojení je vidět na obrázku 2. 5



Obr 2. 5 Schématické zapojení a poloha jednotky v laboratoři

Ze schématu je patrné, že přívod čerstvého je umístěn na jihozápadní straně budovy. Přiváděný vzduch je veden izolovaným čtyřhranným potrubím do blízkosti jednotky, kde je ohebným potrubím o průměru 200 mm napojen do jednotky. V místě napojení na jednotku byl umístěn datalogger snímající stav přiváděného vzduchu.

Vzduch je dále pomocí ventilátoru veden přes entalpický výměník do interiéru místnosti, rovněž pomocí ohebného potrubí průměru 200 mm. Datalogger snímající stav vzduchu po přechodu výměníkem byl umístěn přímo na entalpický výměník v jednotce.

Odvod z místnosti je umístěn křížem naproti přívodu v dostatečné vzdálenosti několika metrů, zkrat přívodního a odvodního vzduchu interiéru je tedy vyloučen. Datalogger byl umístěn na výměník ze strany vstupu odváděného interiérového vzduchu.

Poslední datalogger byl umístěn na opačnou stranu výměníku, odváděný vzduch je z jednotky odváděn ohebným potrubím, jež se napojuje na čtverhranné potrubí procházející konstrukcí budovy do exteriéru.



Obr 2. 6 Umístění jednotky Lossnay LGH v laboraři ústavu TZB

Před zahájením měření byla jednotka vyčištěna. Společně s entalpickými výměníky byly vyjmuty i filtry a všechny tyto části byly důkladně vysáty a očištěny. Dataloggery byly v jednotce a na výměnících připevněny kobercovou páskou, jejich poloha byla pravidelně kontrolována. Laboratoř byla po dobu měření využívána standardním způsobem a neprobíhaly v ní žádné experimenty, jež by mohly mít vliv na výraznější zkreslení výsledků měření.

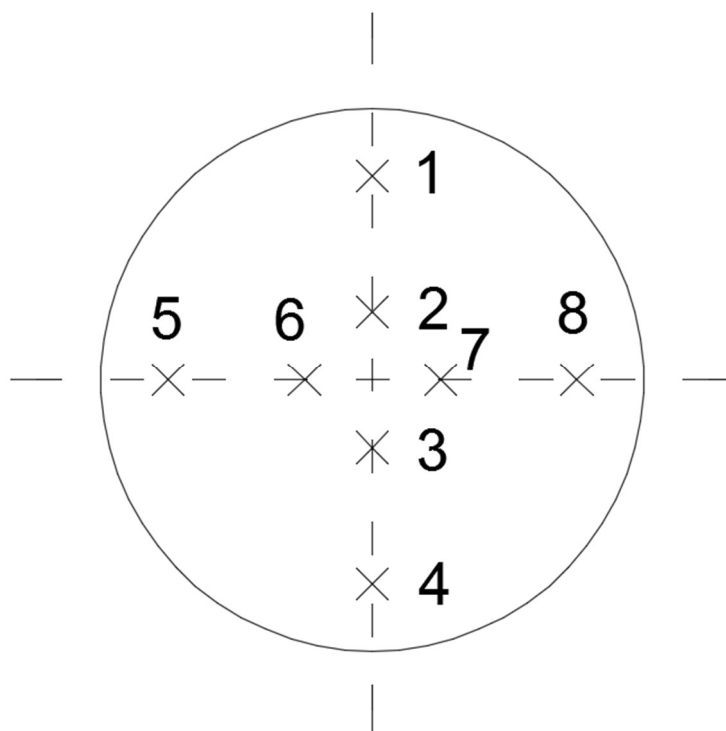
4 STANOVENÍ PRŮTOKU VZDUCHU

Vzhledem k faktu, že vztahy pro výpočet účinností se liší v závislosti na tom, jestli je poměr průtoku vzduchu na odvodu a přívodu shodný, či nikoliv (více v kapitole 2) bylo třeba stanovit průtok vzduchu jednotkou a to jak na straně přívodu vzduchu, tak i na straně odvodu. Vypočtené hodnoty byly rovněž porovnány s údaji, jež udává výrobce jednotky.

4.1 Postup měření

Průtok vzduchu, respektive jeho rychlost, byl stanoven pomocí vrtulkového a termického anemometru a to jak při vysokém tak i nízkém stupni otáček.

Měření probíhalo na potrubí celkem v 8 pozicích, dle schématu na obrázku 2. 7 byl anemometr postupně přikládán k potrubí a po ustálení rychlosti vzduchu na displeji měřícího zařízení, mohla být hodnota zaznamenána. Postup byl opakován na přívodním i odvodním potrubí, na nízký a vysoký stupeň otáček. Následně byl celý postup zopakován s druhým z dvojice anemometrů, sekvence měření proběhla na každém z dvojice potrubí celkem 4x.



Obr 2. 7 Pozice anemometrů při měření rychlosti vzduchu

Z naměřených rychlostí byl poté stanoven průtok pomocí následujících vztahů:

- $V = v \cdot S \cdot 3600 \text{ [m}^3/\text{h]}$
- $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Kde: S – průtočná plocha [m²]

d – průměr potrubí [m]

v – naměřená rychlost [m/s]

Výpočet průtočné plochy potrubí:

- $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,031416 \text{ m}^2$

č. měření	Přívodní potrubí			
	Nízký stupeň otáček		Vysoký stupeň otáček	
	Vrtulkový anemometr	Žárový anemometr	Vrtulkový anemometr	Žárový anemometr
1	1,88	2,49	3,35	3,66
2	1,96	2,60	3,70	3,80
3	2,47	2,84	3,85	4,20
4	2,25	2,50	4,05	4,04
5	3,17	2,97	3,60	4,58
6	2,67	2,67	3,20	4,01
7	2,37	2,78	3,75	4,31
8	2,23	2,55	3,60	4,10
pr. rychlost [m/s]	2,38	2,68	3,64	4,09
průtok [m³/h]	268,61	302,54	411,39	462,29

č. měření	Odvodní potrubí			
	Nízký stupeň otáček		Vysoký stupeň otáček	
	Vrtulkový anemometr	Žárový anemometr	Vrtulkový anemometr	Žárový anemometr
1	1,45	1,40	2,60	2,00
2	1,85	2,50	3,00	3,60
3	2,00	2,20	2,90	3,25
4	1,90	2,50	3,10	3,90
5	2,05	2,95	4,15	4,05
6	1,85	2,40	3,25	3,40
7	1,65	1,80	2,42	3,60
8	1,35	1,55	1,60	3,05
pr. rychlost [m/s]	1,76	2,16	2,88	3,36
průtok [m³/h]	199,33	244,57	325,44	379,58

Tab 2. 2 Přehled rychlostí a průtoků v potrubí

4.2 Interpretace stanovených průtoků vzduchu

Výrobce stanovil hodnotu průtoku při vyšších otáčkách na 350 m³/h, při otáčkách nižších na 220 m³/h. Z tabulky 2. 2 pak lze stanovit následující:

- Žárový anemometr stanovil rychlost vzduchu v potrubí průměrně o 10-20 % vyšší než anemometr vrtulkový. Hodnoty stanovené anemometrem vrtulkovým blíže odpovídají hodnotám stanoveným výrobcem, s hodnotami naměřenými anemometrem žárovým není tedy dále uvažováno.
- Rozdíly oproti výrobcem udávaným hodnotám jsou následující:
 - Přívodní potrubí
 - Otáčky nižší, I. stupeň – 268,61 [m³/h], což je **o 22 % více** než je hodnota katalogová
 - Otáčky vyšší, II. stupeň – 411,39 [m³/h], což je **o 17,5 % více** než je hodnota katalogová
 - Odvodní potrubí
 - Otáčky nižší, I. stupeň – 199,33 [m³/h], což je **o 10,4 % méně** než je hodnota katalogová
 - Otáčky vyšší, II. stupeň – 325,44 [m³/h], což je **o 7,5 % méně** než je hodnota katalogová

Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že jednotka oproti tvrzení výrobce do místnosti přivádí více vzduchu, než odvádí a pracuje tedy v mírně přetlakovém režimu.

5 VÝSLEDKY MĚŘENÍ A JEJICH INTERPRETACE

Měření probíhalo v období od 6. 4. 2016 do 13. 5. 2016, kdy rozdíl vstupních stavových veličin (Δt , Δx) nenabývá vysokých hodnot a každá desetina stupně hraje zvláště v měření vlhkostní účinnosti značnou roli. Při následném vyhodnocování účinností vyšlo najevo, že zvláště měření vlhkostní účinnosti dosahuje dokonce i na malém časovém úseku velkých rozpětí. Tento fakt byl způsoben následujícími faktory:

- Při malých rozdílech mezi vstupními stavovými veličinami (malé Δt , Δx) i malá chyba měření vede k velkému rozptylu výsledků.
- Dataloggery pracovaly s přesností na 5 desetin stupně měřené veličiny, což se ukázalo zvláště pro měření vlhkosti jako nedostačující. Rozptyl výsledků byl díky nedostatečné přesnosti dataloggerů v měřeném období příliš velký

Dlouhodobější měření bylo tedy zatíženo velkým množstvím chyb. Vzhledem k tomu faktu a vzhledem ke kratšímu období měření nebylo přistoupeno na vyhodnocování dlouhodobé účinnosti jednotky, nýbrž byla pozornost upřena následovně:

- **Zjištění rozdílu účinnosti výměníku při přepínání režimu ventilátoru**
- **Rozdíly v teplotní účinnosti výměníku při různých exteriérových teplotách**
- **Zjištění rozdílu účinnosti při rovnosti a odlišnosti vzduchových poměrů**

Jak již bylo konstatováno v závěru kapitoly 4. 2, jednotka pracuje v přetlakovém režimu.

Výrobce udávané hodnoty jsou stanoveny pro režim rovnotlaký, ve **vyhodnocování naměřených výsledků bylo vždy uvažováno jak s případem rovnosti průtoků odpadního a přívodního vzduchu, tak s případem rozdílného průtoku vzduchu potrubím.**

5.1 Účinnost výměníku v závislosti na stupni otáček

Experiment probíhal dne 26. 4. 2016 po dobu 3 hodin, tak aby vstupní okrajové podmínky v průběhu měření nedosahovaly velkých změn.

- Teplota interiéru bylo po dobu měření konstantních 28 °C, vlhkost dosahovala hodnot mezi 27,5-28,5%.
- Teplota exteriéru se pohybovala mezi 15-17 °C, vlhkost mezi 38-47%.

Jednotka byla v půlhodinových intervalech přepínána mezi prvním a druhým stupněm otáček ventilátoru, průtok vzduchu byl tedy 412, resp. 269 m³/h na přívodu vzduchu do místnosti a 325, resp. 200 m³/h na odvodu. (viz tabulka 2. 2). Výsledky měření jsou následující:

	Rozdílný průtok		Rovnost průtoků	
	I. Stupeň otáček	II. Stupeň otáček	I. Stupeň otáček	II. Stupeň otáček
Teplotní účinnost	38,80%	35,98%	69,69%	65,51%
Vlhkostní účinnost	8,32%	7,70%	33,53%	33,19%
Entalpická účinnost	31,37%	29,23%	63,91%	61,38%

Tab 2. 3 Porovnání účinností při různých otáčkách ventilátoru a rozdílných průtocích

Z tabulky 2. 3 a grafů 2. 1 a 2. 2, je zřejmé, že jednotlivé účinnosti dosahují dle očekávání lepších hodnot při nižším stupni otáček, resp. při menším průtoku přírodního a odvodního vzduchu výměníkem, rozdíl však dosahuje hodnot pouze 0,5-3%.

Z výsledků měření je též zřejmé, že zásadní vliv na účinnost výměníku pak má reálný průtok vzduchu potrubím. Za předpokladu rovnosti proudů vzduchu dosahuje jednotka srovnatelných výsledků s hodnotami udávaných výrobcem. Při reálném provozu ve školní laboratoři, kde je přívod vzduchu vyšší než odvod, však účinnost dramaticky klesá a je závislá na velikosti rozdílu mezi hodnotami přírodního a odvodního vzduchu.

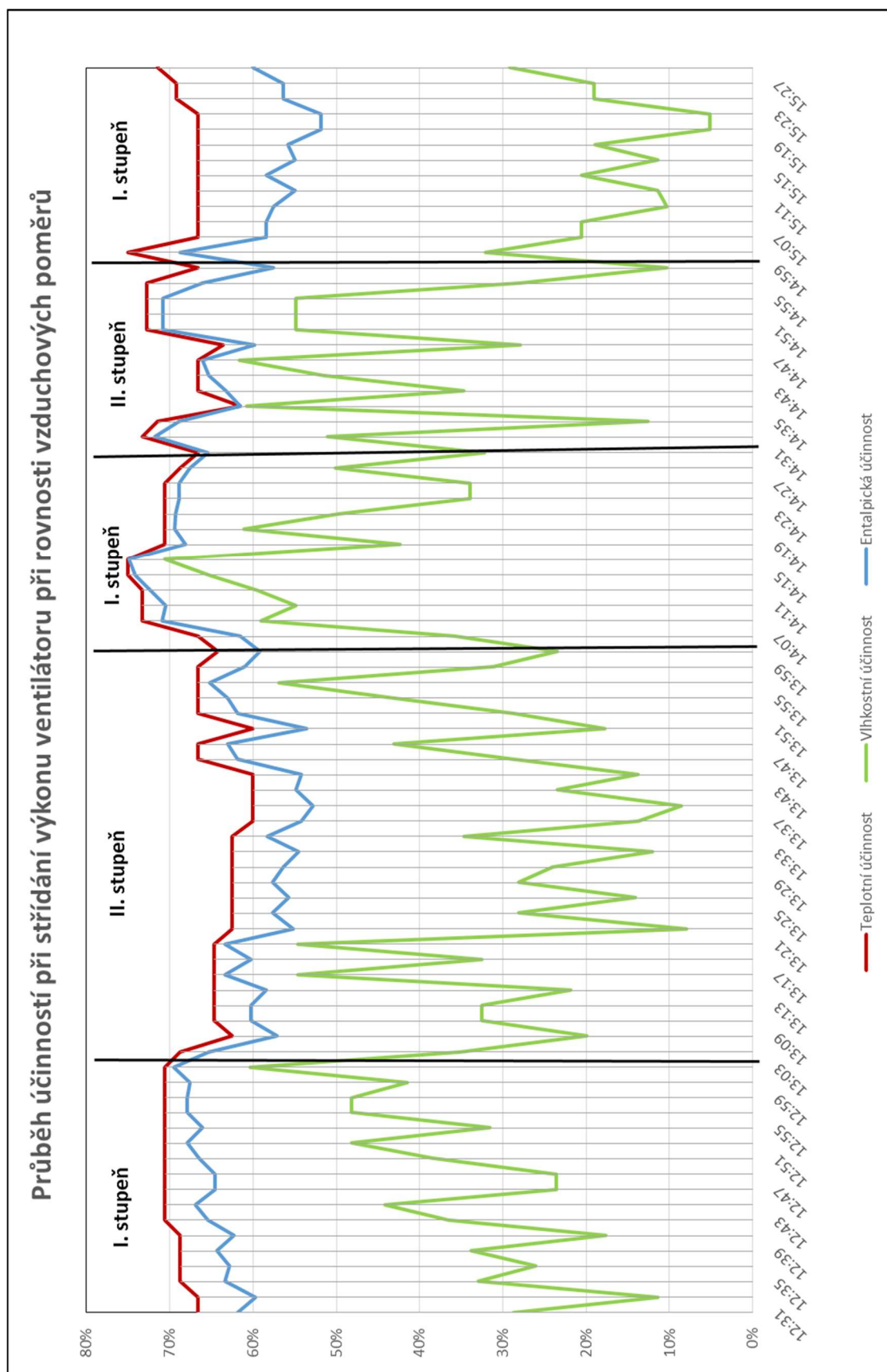
	Naměřené hodnoty		Hodnoty udávané výrobcem	
	I. Stupeň otáček	II. Stupeň otáček	I. Stupeň otáček	II. Stupeň otáček
Teplotní účinnost	69,69%	65,51%	84,5%	79,0%
Vlhkostní účinnost	33,53%	33,19%	neuvedeno	neuvedeno
Entalpická účinnost	63,91%	61,38%	77,5%	70,0%

Tab 2. 4 Porovnání naměřených hodnot s údaji výrobce

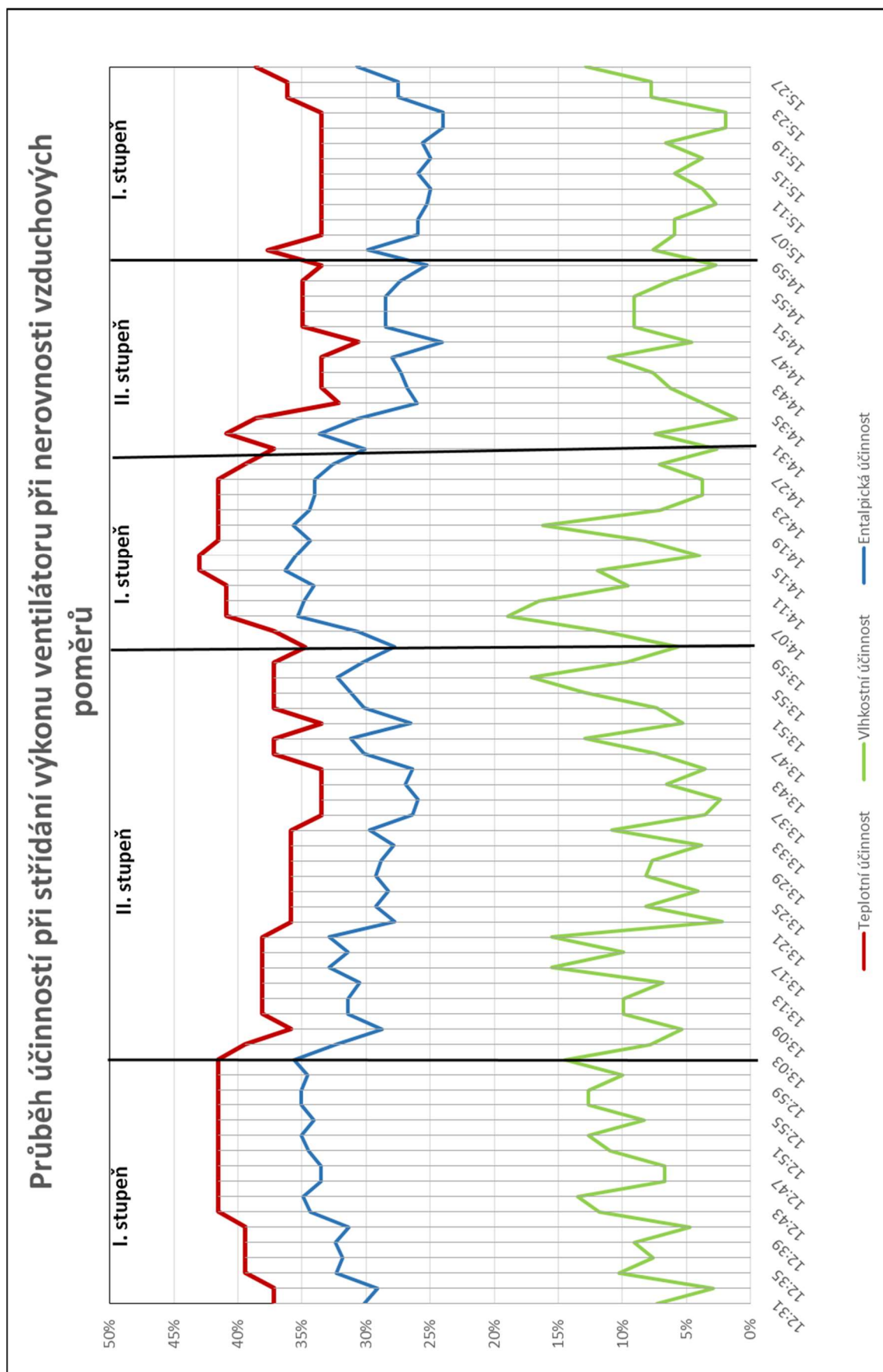
V tabulce 2. 4 vidíme rozdíl mezi naměřenými hodnotami a hodnotami udávanými výrobcem. Vzhledem k tomu, že měření neprobíhalo dlouhodobě, jsou tyto hodnoty pouze orientační a nelze je uvažovat jako skutečnou dlouhodobou účinnost jednotky.

Závěr

Závěrem této části experimentu je tedy potvrzení teze, že účinnost výměníku se zvyšuje se snižujícím se objemovým průtokem vzduchu a dále fakt, že účinnost výměníku klesá s rostoucím rozdílem mezi objemy přírodního a odvodního vzduchu a na vzduchovém poměru přírodního a odvodního vzduchu je značně závislá.



Graf 2. 1 Průběh účinností při střídání výkonu ventilátoru při rovnosti vzduchových poměrů



Graf 2. 2 Průběh účinností při střídání výkonu ventilátoru při nerovnosti vzduchových poměrů

5.2 Teplotní účinnost výměníku při měnících se exteriérových teplotách

Dalším pozorovaným jevem byla skutečnost, nakolik má na účinnost výměníku vliv intervalu teplot vzduchu proudící výměníkem a jak se bude vyvíjet účinnost v případě nerovnosti vzduchových poměrů.

Pro vyhodnocení a vynesení grafů byly zvoleny dva teplotní intervaly:

- První úsek byl zvolen v intervalu 8-15 °C
- Druhý úsek byl zvolen v intervalu 15-20 °C

Naměřená data byla vyhodnocována pouze na účinnost teplotní. Jak již bylo vysvětleno v kapitole 5. 1, i velmi malé odchylky v hodnotách naměřené vlhkosti vedou (při malých Δx) k velkým rozdílům výsledné účinnosti a vzhledem k relativně krátkému časovému intervalu obou úseků by výsledné průměry při velkých odchylkách neměly vypovídající hodnotu.

Data byla opět vyhodnocena jak pro reálný naměřený (tudíž rozdílný) průtok v potrubí, tak pro případ rovnosti proudů a porovnána s hodnotou udávanou výrobcem. Stejně jako v kapitole 5.1 1, vzhledem k absenci dlouhodobého měření je porovnání s údajem výrobce spíše orientačního charakteru.

Interval teplot	Rozdílný průtok	Rovnost průtoků	Údaj výrobce
t_e 8-15 °C	44,23%	70,96%	79,00%
t_e 15-20 °C	27,80%	69,87%	

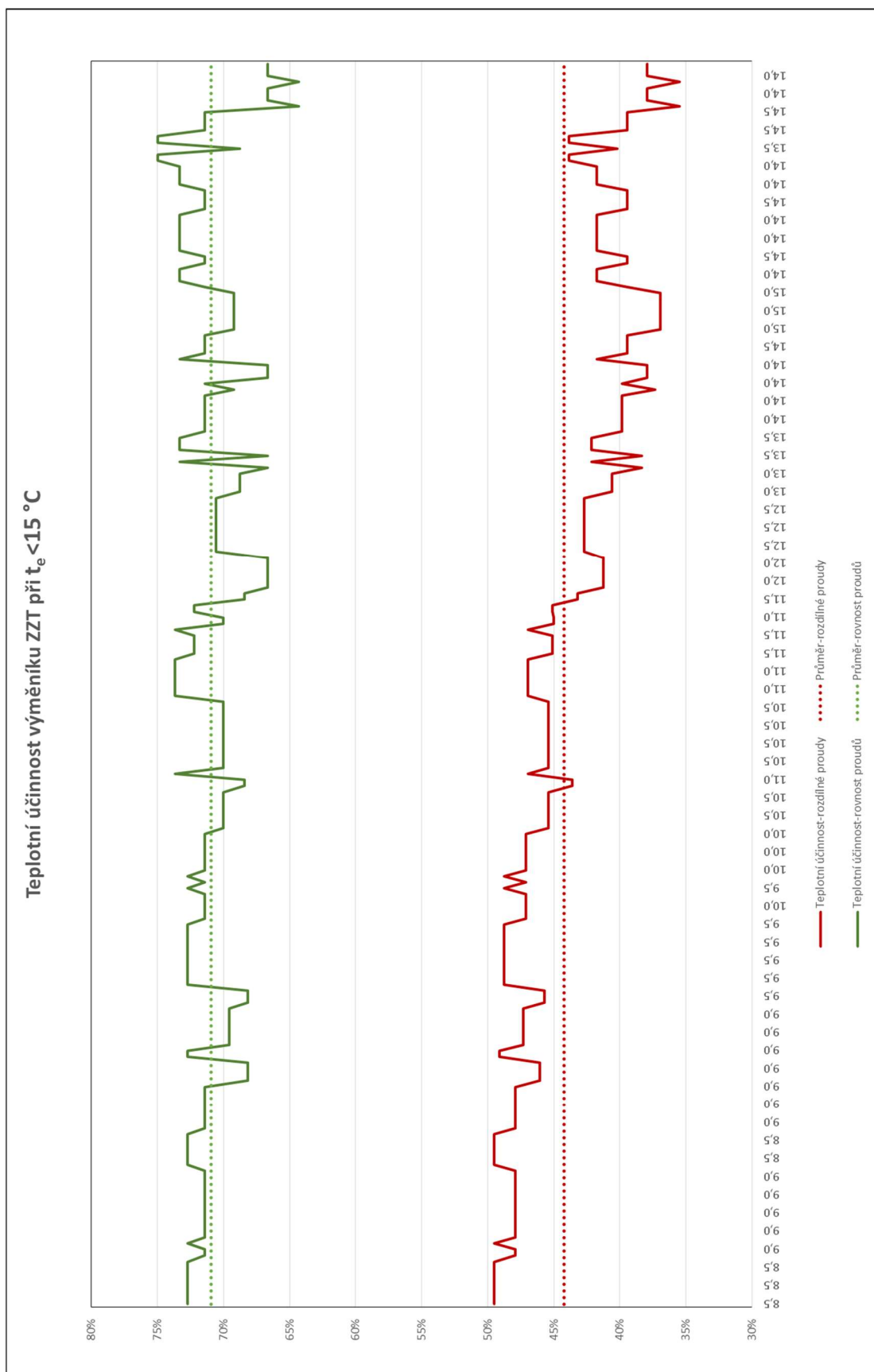
Tab 2. 5 Průměrné hodnoty účinnosti v teplotních intervalech

Z přiložených grafů a shrnutí v tabulce vidíme, že rozmezí teplot, ve kterých pracuje vzduchotechnická jednotka, resp. výměník nemá na účinnost prakticky žádný vliv a v případě rovnosti vzduchových poměrů zůstává účinnost výměníku ZZT identická.

Jiná situace nastává v případě, že vzduchové poměry v jednotce nejsou identické. Z grafů vidíme, že se stoupající teplotou přírodního vzduchu klesá účinnost výměníku ZZT. Čím menší je tedy rozdíl mezi exteriérovou teplotou a teplotou interiéru, tím spíše je tento fakt v případě nerovnosti vzduchových proudů umocňován a účinnost se snižuje.

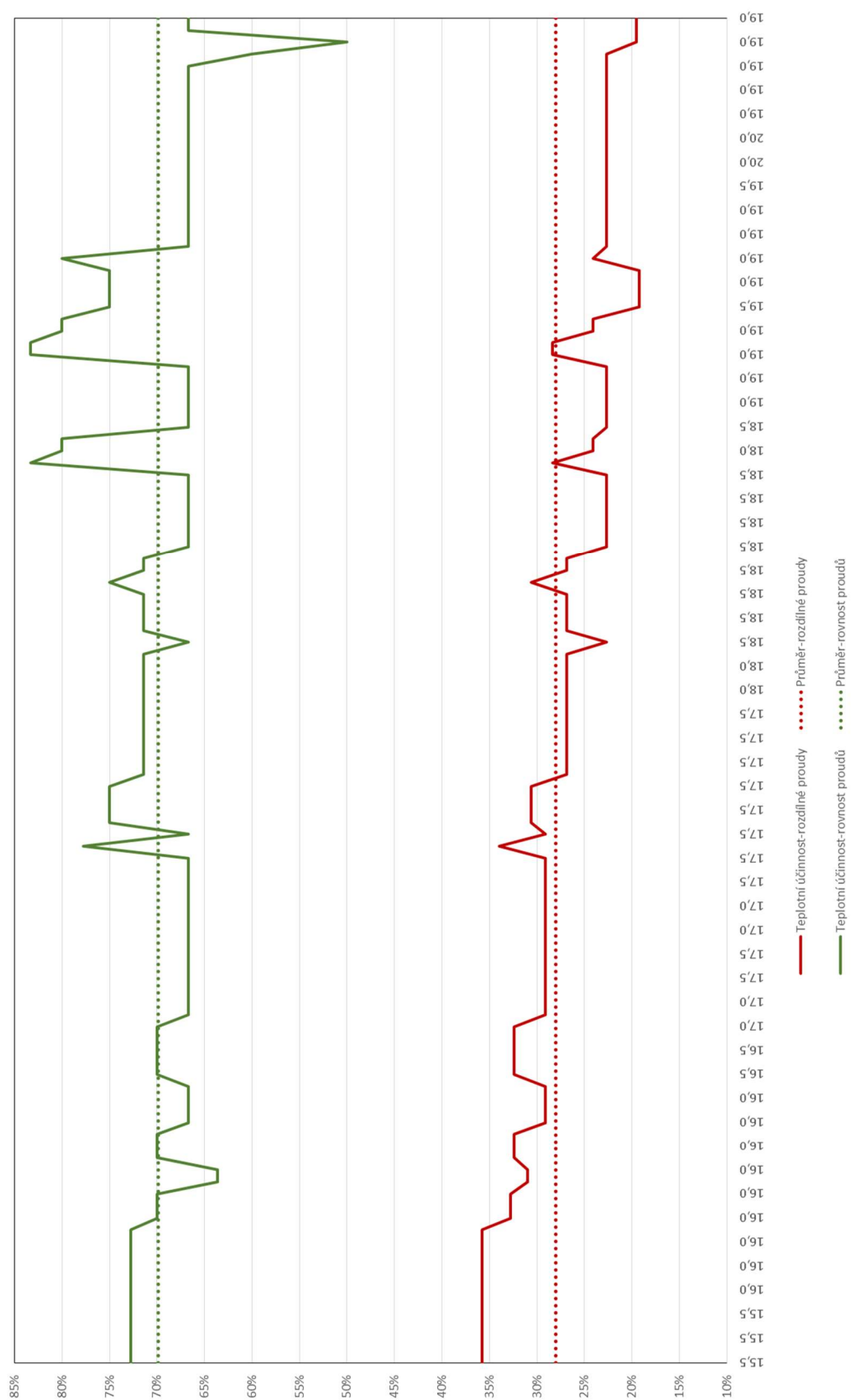
Závěr

Závěrem této části experimentu tedy je, že rozmezí teplot exteriérového vzduchu, ve kterém výměník ZZT pracuje má na účinnost vliv pouze v případě, že vzduchové poměry proudící jednotkou nejsou identické. V případě rovnosti proudů vzduchu procházející výměníkem nemá interval teplot exteriérového vzduchu na účinnost vliv.



Graf 2. 3 Teplotní účinnost výměníku při $t_e < 15^\circ\text{C}$

Teplotní účinnost výměníku ZZT $t_e > 15^\circ\text{C}$



Graf 2. 4 Teplotní účinnost výměníku při $t_e > 15^\circ\text{C}$

6 ZÁVĚR

Cílem experimentu bylo zhodnocení účinností VZT jednotky za různých režimů užívání a při různých okrajových podmínkách. Z výsledků kapitoly bylo dále vycházeno též v kapitole třetí, kde byla jednotka aplikována na rodinný dům.

Byla potvrzena skutečnost, že se snižujícím se průtokem vzduchu výměníkem roste jeho účinnost a to při zkoumání účinností při vyšším, resp. nižším stupni otáček ventilátorů.

Při měření průtoku vzduchu VZT jednotkou bylo zjištěno, že ať již výrobní vadou či stářím ventilátorů došlo k jednotce ke změně objemových průtoků vzduchu a tento fakt má zásadní vliv na snížení účinnosti výměníku ZZT.

Posledním závěrem experimentu bylo zjištění, že rozmezí teplot exteriérové vzduchu, který prochází jednotkou má na teplotní účinnost vliv pouze v případě, že teplotní poměry nejsou identické. V případě rovnosti průtoků, není pro vyhodnocení účinnosti jednotky podstatné, v jakém teplotním intervalu se pohybuje vzduch proudící jednotkou.

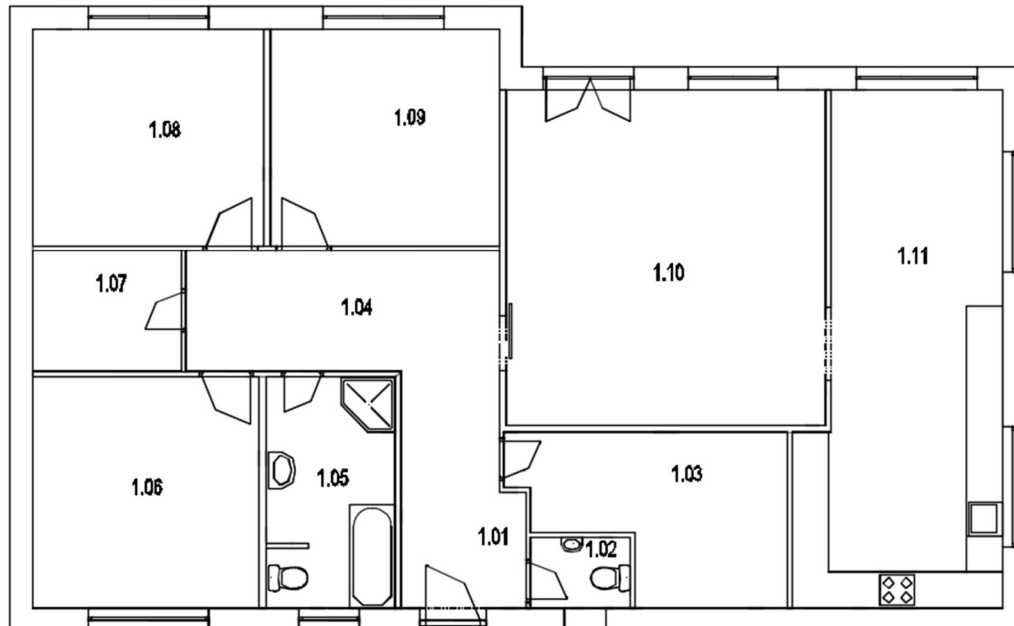
C. APLIKACE TÉMATU

1 ÚVOD

Cílem kapitoly je aplikace řešené jednotky z části B na konkrétní projekt vzduchotechniky v zadaném rodinném domě a také porovnání, jak by se změnil navržený projekt a užívání systému, kdybychom vycházeli z hodnot naměřených v části B a nikoliv z parametrů jednotky udávaných výrobcem.

2 ANALÝZA OBJEKTU

Řešeným objektem je samostatně stojící rodinný dům o zastavěné ploše 166,05 m². Jedno-podlažní budova je dispozičně řešena jako 4+kk, s koupelnou a samotným WC. Kromě kuchyně a obývacího pokoje objekt obsahuje technickou místnost (1.03), kde je situováno zařízení pro vytápění a zásobování teplou vodou a kde je také v půdním prostoru umístěna vzduchotechnická jednotka.



Obr 3. 1 Půdorys řešeného objektu

Legenda místností

Označení	Účel místnosti	Plocha místnosti (m ²)
1.01	Zádveří	7,26
1.02	WC	1,95
1.03	Technická místnost	10,74
1.04	Chodba	10,40
1.05	Koupelna	8,16
1.06	Ložnice	14,48
1.07	Šatna	4,82
1.08	Dětský pokoj	13,71
1.09	Dětský pokoj	13,59
1.10	Obývací pokoj	29,42
1.11	Kuchyně	26,33
Celkem		140,86

Tab 3. 1 Legenda místností řešeného objektu

Objekt je postaven z tvarovek Porotherm a zateplen, okenní otvory jsou vyplněny plastovými okny s dvojskly. Nad objektem se nachází sedlová střecha, zateplen je strop nad 1.NP. Vzduchotechnická jednotka se v půdním prostoru tedy nachází nad tepelnou izolací objektu a vzduchotechnické rozvody je tudíž třeba izolovat. Vzduch je prostorem půdy šířen kruhovým potrubím, jako distribuční prvky byly pro odvod i přívod zvoleny talířové ventily.

Návrhové parametry venkovního vzduchu

Řešená budova se nachází v městě Brně, městská část Ivanovice.

Teplota vzduchu: Léto: $t_{e,L} = 29^{\circ}\text{C}$

Zima: $t_{e,Z} = -12^{\circ}\text{C}$

Entalpie: Léto: $h_{e,L} = 56,2 \text{ kJ/kg}$

Návrhové parametry vnitřního vzduchu

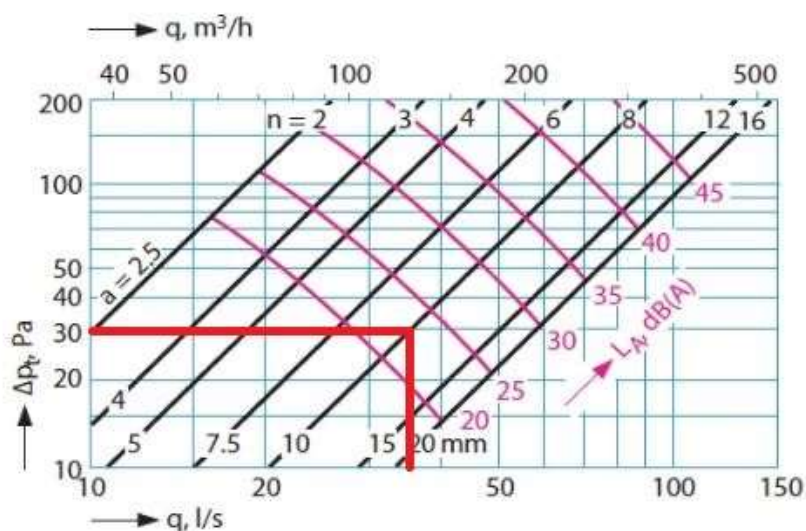
Teplota a vlhkost: Léto: $t_{i,L} = 25^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 55\%$

Zima: $t_{i,Z} = 20^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 40\%$

3 DISTRIBUČNÍ PRVKY

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, distribuce vzduchu je zajištěna kruhovým potrubím z pozinkovaného plechu. Pro přívod čerstvého vzduchu i pro odvod znehodnoceného vzduchu byly využity plastové talířové ventily od firmy Elektrodesign a to v různých průměrech v závislosti na průtoku vzduchu. Na kruhové potrubí jsou připojeny pomocí ohebných hadic SONOFLEX MO.

Ukázka určení akustického výkonu a tlakové ztráty talířového ventilu VST 160, průtok $125\text{ m}^3/\text{h}$



Obr 3. 2 Určení akustického výkonu a tlakové ztráty, ventil VST 160 [26]

3.1 Přehled navrhnutých distribučních prvků

Přívod

Název	Průměr [mm]	Průtok [m^3/h]	Průtok [l/s]	Počet otáček disku [-]	Akustický výkon [db(A)]	Tlaková ztráta [Pa]	Počet kusů [-]
VST 80	80	25	0,007	4	20	17,5	2
VST 100	100	50	0,014	6	20	23	1
VST 160	160	125	0,035	8	22	30	2

Tab 3. 2 Parametry navrhnutých talířových ventilů, přívod

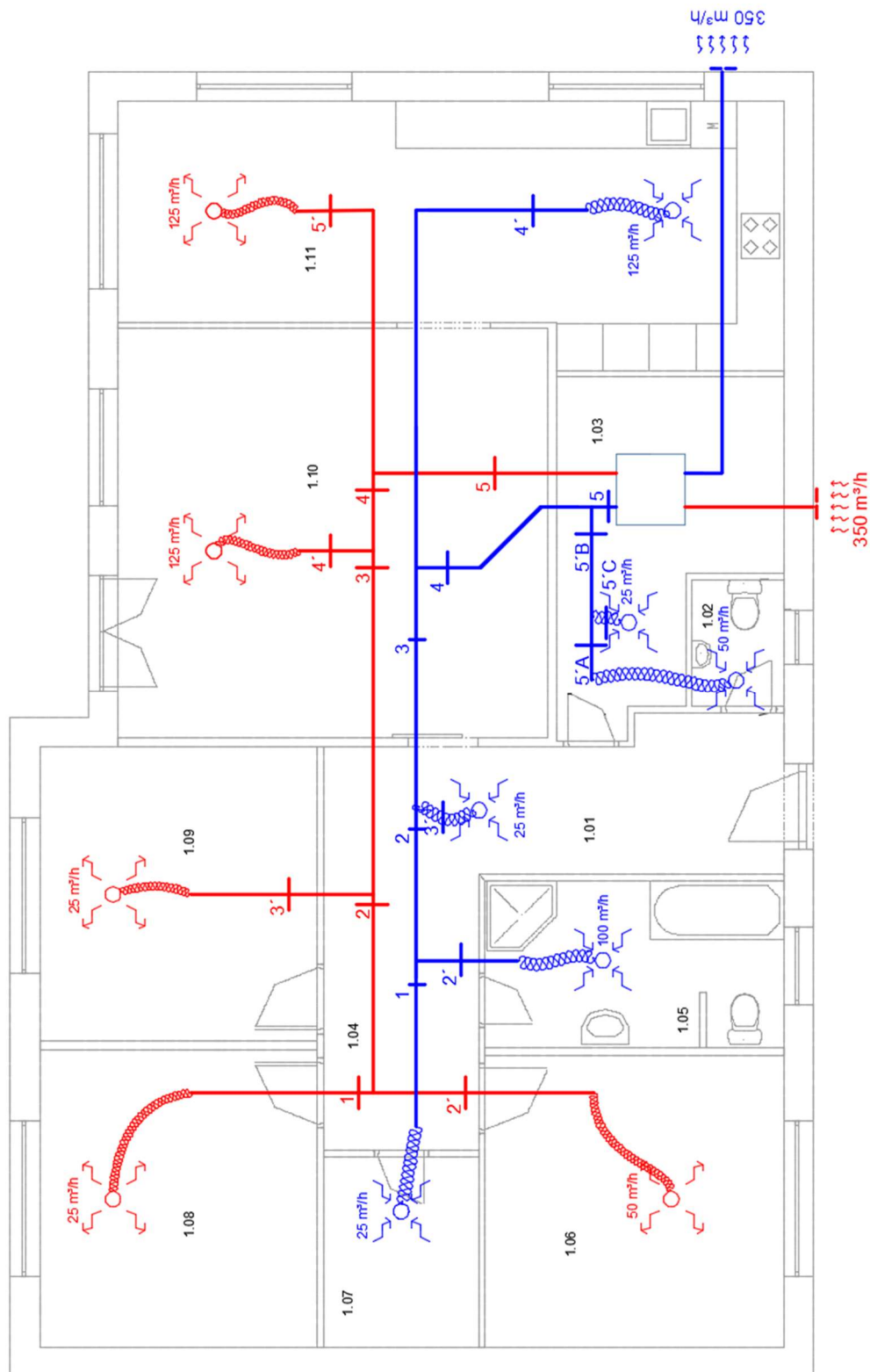
Odvod

Název	Průměr [mm]	Průtok [m^3/h]	Průtok [l/s]	Počet otáček disku [-]	Akustický výkon [db(A)]	Tlaková ztráta [Pa]	Počet kusů [-]
VEF 80	80	25	0,007	10	20	30	3
VEF 100	100	50	0,014	15	20	28	1
VEF 160	160	100	0,028	15	22	30	1
VEF 160	160	125	0,035	20	20	22	1

Tab 3. 3 Parametry navrhnutých talířových ventilů, odvod

4 DIMENZOVÁNÍ

4.1 Dimenzační schéma



Obr 3. 3 Dimenzační schéma řešeného rodinného domu

4.2 Dimenzování přívodu vzduchu

4.2.1 Hlavní větev

Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m^3/h]	Průtok vzduchu v úseku [m^3/s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost	Měrná tlaková ztráta	Součet součinitelů vřazených odporů	Tlaková ztráta místními odpory	Součet tlakové ztráty
	V	V	L	d	S'	v	R	ξ	Z	Z+ R*L
-	m^3/h	m^3/s	m	m	m^2	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa
1	25	0,007	2,35	0,08	0,0050	1,382	0,584	0,6	0,67	2,04
2	75	0,021	2,55	0,10	0,0079	2,654	1,440	1,1	4,54	8,22
3	100	0,028	4,45	0,112	0,0098	2,821	2,290	0,3	1,40	11,59
4	225	0,063	1,00	0,16	0,0201	3,110	1,300	0,6	3,40	4,70
5	350	0,097	3,15	0,20	0,0314	3,096	1,170	1,1	6,18	9,87
									$\Sigma=$	36,43
Tlaková ztráta koncového prvku [Pa] $\Delta p=$ 17,50									$\Sigma+\Delta p=$	53,93

4.2.2 Vedlejší větve

Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m^3/h]	Průtok vzduchu v úseku [m^3/s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost
	V	V	L	d	S'	v
-	m^3/h	m^3/s	m	m	m^2	m/s
2'	50	0,014	2,85	0,10	0,0079	1,769
3'	25	0,007	2,35	0,08	0,0050	1,382
4'	125	0,035	1,08	0,160	0,0201	1,728
5'	125	0,035	4,40	0,160	0,0201	1,728

4.3 Dimenzování odvodu vzduchu

4.3.1 Hlavní větev

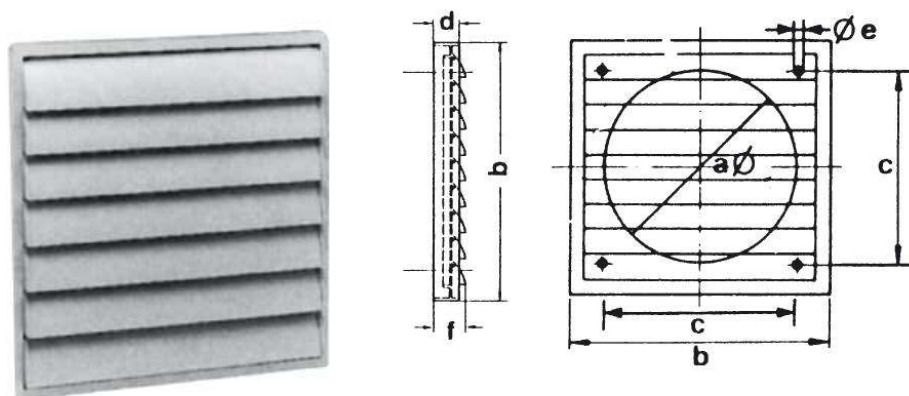
Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m ³ /h]	Průtok vzduchu v úseku [m ³ /s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost	Měrná tlaková ztráta	Součet součinitelů vřazených odporů	Tlaková ztráta místními odpory	Součet tlakové ztráty
	V	V	L	d	S'	v	R	ξ	Z	Z+R*L
-	m ³ /h	m ³ /s	m	m	m ²	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa
1	25	0,007	2,15	0,08	0,0050	1,382	0,584	0,3	0,34	1,59
2	125	0,035	1,95	0,16	0,0201	1,728	0,481	0,6	1,05	1,99
3	150	0,042	3,25	0,16	0,0201	2,073	0,621	0,3	0,76	2,77
4	275	0,076	2,40	0,18	0,0254	3,003	0,754	1,1	5,82	7,63
5	350	0,097	0,35	0,20	0,0314	3,096	1,170	0,3	1,69	2,10
									Σ=	16,08
									Σ+Δp=	46,08
Tlaková ztráta koncového prvku [Pa]						Δp=	30,00			

4.3.2 Vedlejší větve

Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m ³ /h]	Průtok vzduchu v úseku [m ³ /s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost
	V	V	L	d	S'	v
-	m ³ /h	m ³ /s	m	m	m ²	m/s
2'	100	0,028	1,30	0,16	0,0201	1,382
3'	25	0,007	0,80	0,08	0,0050	1,382
4'	125	0,035	6,80	0,16	0,0201	1,728
5'A	50	0,014	0,75	0,100	0,0079	1,769
5'B	75	0,021	1,50	0,100	0,0079	2,654
5'C	25	0,007	0,40	0,080	0,0050	1,382

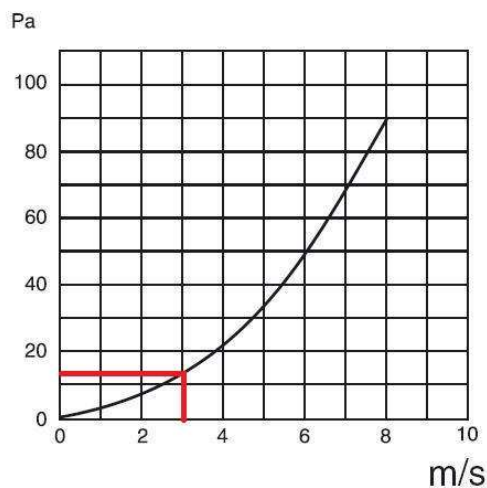
4.4 Návrh protidešťových žaluzií

Na sání a výtlač vzduchu budou instalovány plastové protidešťové žaluzie PRG 200W od firmy Elektrodesign o rozměrech 244x244 mm.



Obr 3. 4 Protidešťová žaluzie PRG 200 W [29]

Stanovení tlakové ztráty žaluzií



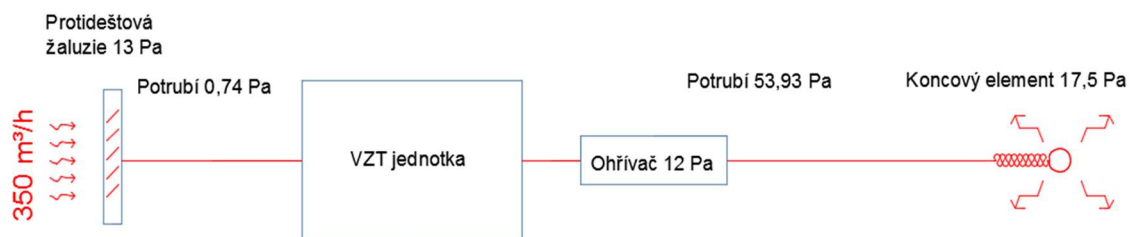
Obr 3. 5 Stanovení tlakové ztráty v závislosti na průtoku vzduchu

Na obrázku 3.5 je znázorněno stanovení tlakové ztráty žaluzií při průtoku 350 m³/h. Ztráta činí 13 Pa.

4.5 Dimenzování sacího potrubí

Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m^3/h]	Průtok vzduchu v úseku [m^3/s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost	Měrná tlaková ztráta	Součet součinitelů vřazených odporů	Tlaková ztráta místními odpory	Součet tlakové ztráty
	V	V	L	d	S'	v	R	ξ	Z	Z+R*L
-	m^3/h	m^3/s	m	m	m^2	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa
1	350	0,097	1,65	0,20	0,0314	3,096	0,449	0,0	0,00	0,74
									$\Sigma=$	0,74

Celková tlaková ztráta přívodní větve:

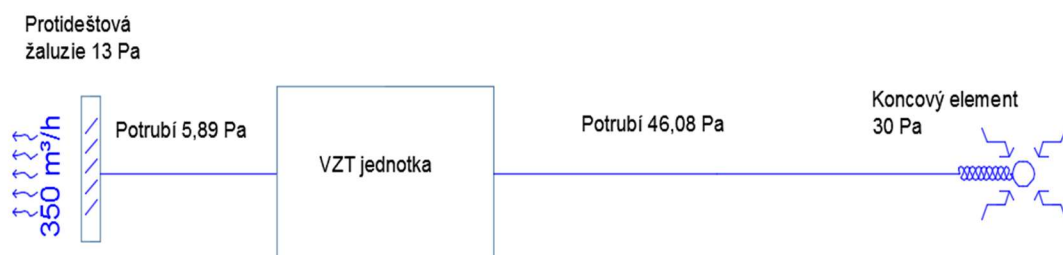


Tlaková ztráta přívodní větve je celkem 97,17 Pa.

4.6 Dimenzování výtlačného potrubí

Úsek	Průtok vzduchu v úseku [m^3/h]	Průtok vzduchu v úseku [m^3/s]	Délka úseku	Průměr potrubí	Průtočná plocha potrubí	Skutečná rychlost	Měrná tlaková ztráta	Součet součinitelů vřazených odporů	Tlaková ztráta místními odpory	Součet tlakové ztráty
	V	V	L	d	S'	v	R	ξ	Z	$Z + R \cdot L$
-	m^3/h	m^3/s	m	m	m^2	m/s	Pa/m	-	Pa	Pa
-	350	0,097	5,60	0,20	0,0314	3,096	0,449	0,6	3,37	5,89
									$\Sigma =$	5,89

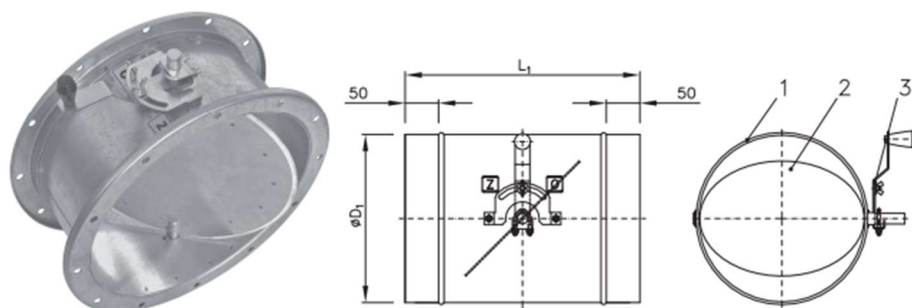
Celková tlaková ztráta odvodní větve:



Tlaková ztráta odvodní větve je celkem 94,97 Pa.

4.7 Návrh regulačních klapek

V projektu jsou navrženy kruhové těsné regulační klapky od firmy Mandík, typ RKKTM, dimenze dle průměru potrubí. Rozmístění klapek je zřejmé z výkresové dokumentace.



Obr 3. 6 Kruhová klapka s ručním ovládáním od firmy Mandík, typ RKKTM [27]

5 TEPELNÁ IZOLACE

Vzduchotechnické potrubí bude vedeno v půdním prostoru rodinného domu nad 1.NP a to nad tepelnou izolací objektu, z čehož vyplývá nutnost užití izolace tak, aby bylo zabráněno tepelným ztrátám a vzniku kondenzátu na potrubí.

Dle ČSN 06 0210 teplota podstřešního prostoru bez tepelné izolace při $t_e = -12\text{ °C}$ nabývá hodnot $t_{ie} = -3\text{ °C}$. Relativní vlhkost byla stanovena z hx diagramu na 75 %. Výpočet potřebné tloušťky tepelné izolace byl proveden v programu TERUNA.

Teploty v posledním úseku odvodního potrubí a v prvním úseku přívodního potrubí jsou využity při návrhu elektrického ohřívače. Bylo tedy nutné izolaci navrhnout po jednotlivých úsecích (viz. dimenzační schéma), tak abychom ověřili, zda je zachována teplota přívodního vzduchu v jednotlivých distribučních elementech minimálně 20 °C .

Při výpočtu teploty vzduchu v odvodním potrubí bylo uvažováno se směřováním proudů vzduchu o různých teplotách a různých objemech, tak abychom v posledním úseku před VZT jednotkou dostali reálnou teplotu odpadního vzduchu, jež je rovněž využita při návrhu elektrického ohřívače.

Navrhnutá byla tepelné izolace ROCKWOOL Larock 40 ALS ($\lambda = 0,040\text{ W/m.K}$).

Ukázka posouzení tloušťky tepelné izolace, přírodní potrubí, úsek 2

Povrchová kondenzace a tepelná ztráta potrubí Popis:

Výpočet Vymazat Načíst Uložit Optimalizace tloušťky izolace - graf Tisk OK

$t_o[^\circ\text{C}] = -3$
 $RH_o[\%] = 75$
 $a[\text{mm}] = 0$
 $b[\text{mm}] = 0$
 $D[\text{mm}] = 100$
 $D[\text{mm}] = 100$

$t_{vst}[^\circ\text{C}] = 21.52$
 $D[\text{mm}] = 2550$
 $t_{vst}[^\circ\text{C}] = 22.32$
 $RH[\%] = 40$

☐ Hranaté potrubí
☒ Kruhové potrubí

$t_{po}[^\circ\text{C}] = -0.84$
 $t_{ro}[^\circ\text{C}] = -6.37$
 $t_{pv}[^\circ\text{C}] = 21.02$
 $t_{rv}[^\circ\text{C}] = 8.08$
 $U[\text{mm}] = 140$
 riziko námrazy

Průtok vzduchu [m^3/h]:
 Tepelná vodivost izolace [W/mK]:
 Potrubí je situováno v prostředí:
☒ Bez pohybu vzduchu okolo potrubí (podhled)
☐ S mírným pohybem vzduchu (místnost)
☐ Venkovním (povětrnostní vlivy)
 Tepelná ztráta /+zisk/ úseku potrubí [W]:

Obr 3. 7 Posouzení tloušťky tepelné izolace software TERUNA

5.1 Teploty vzduchu a navržené tloušťky tepelné izolace

Přívod – hlavní větev

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstup	Tloušťka izolace
-	m	m^3/h	m	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	mm
1	2,35	25	0,08	21,52	20,11	160
2	2,55	75	0,10	22,32	21,52	120
3	4,45	100	0,11	23,55	22,32	120
4	1,00	225	0,16	23,69	23,55	120
5	3,15	350	0,20	24,00	23,69	120

Přívod – vedlejší větve

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstup	Tloušťka izolace
-	m	m^3/h	m	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	mm
2'	3,85	50,00	0,10	21,52	20,2	160
3'	3,35	25,00	0,08	22,32	20,38	160
4'	2,08	125,00	0,16	23,55	21,93	50
5'	5,40	125,00	0,16	23,69	20,72	50

Odvod – hlavní větev

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní	T. po smíšení v. v.	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	°C	mm
1	2,15	25,00	0,08	20,00	18,29	22,30	160
2	1,95	125,00	0,16	22,30	21,89	21,54	160
3	3,25	150,00	0,16	21,54	20,95	19,89	160
4	2,40	275,00	0,18	19,89	19,66	19,54	160
5	0,35	350,00	0,20	19,54	19,51	-	160

Odvod – vedlejší větve

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	mm
2'	2,30	100,00	0,16	24	23,3	160
3'	0,80	25,00	0,08	20	19,8	160
4'	7,80	125,00	0,16	20	18,61	160
5A'	2,60	50,00	0,10	20	18,91	160
5B'	1,50	75,00	0,10	19,2	18,8	160
5C'	0,40	25,00	0,08	20	19,73	160

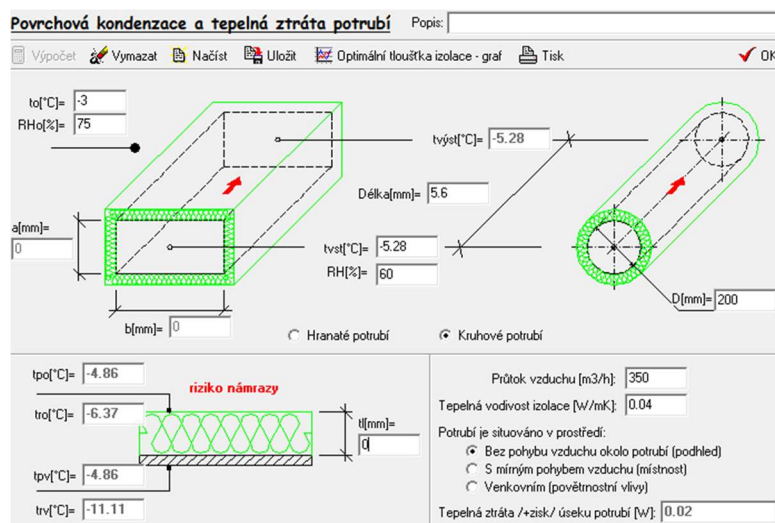
Sání a výtlačné potrubí jednotky

Pro výpočet izolace je nutné nejdříve je nutné vypočíst teplotu vzduchu, jež bude potrubím odváděn.

$$\frac{\eta}{100} = \frac{t_i' - t_i}{t_e - t_i}$$

$$\frac{79}{100} = \frac{t_i' - 19,51}{-12 - 19,51}$$

$$t_i' = -5,28 \text{ °C}$$



Obr 3. 8 Výpočet potřebné tloušťky izolace

Pomocí softwaru TERUNA bylo zjištěno, že potrubí není třeba v tomto případě izolovat (viz obrázek 3. 8

Obr 3. 8), stejného závěru bylo dosaženo při dosazení podmínek přírodního potrubí.

6 NÁVRH OHŘÍVAČE

Návrh ohřívače VZT počítá se ZZT o účinnosti 79%, tak jak je udáváno výrobcem aplikované jednotky Lossnay LGH – 35 RX4 od firmy Mitsubishi Electric. Navržen byl potrubní elektrický ohřívač, jehož výkon byl dimenzován tak, aby teplota přívodního vzduchu do místností byla 20 °C. Ohřívač společně s ZZT jednotky pokrývá tepelné ztráty větráním, tepelné ztráty prostupem jsou pokryty otopným systémem.

Vztahy ve výpočtech:

$$Q = V_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_p - t_{e'})$$

V_p objem přiváděného vzduchu [m^3/h]

ρ hustota vzduchu [kg/m^3]

c měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$]

t_p tepl. přiváděného vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

t_i teplota vzduchu za výměníkem ZZT [$^{\circ}\text{C}$]

Výpočet teploty vzduchu za výměníkem při $t_e = -12^{\circ}\text{C}$ a $t_i = 19,51^{\circ}\text{C}$ (viz výpočet tepelné izolace)

$$\eta_t = \frac{t_e - t_{e'}}{t_e - t_i}$$

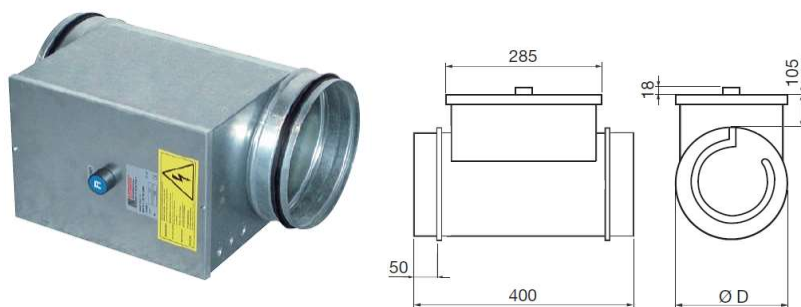
$$0,79 = \frac{-12 - t_{e'}}{-12 - 19,51}$$

$$t_{e'} = 12,89^{\circ}\text{C}$$

Výpočet výkonu ohřívače:

$$Q = (350/3600) \cdot 1,18 \cdot 1010 (24 - 12,89) = 1287 \text{ W}$$

Navržen byl elektrický ohřívač MBE-160–1,4 R2 o výkonu 1,4 kW od firmy Elektrodesign. Ohřívač je plynule regulován vestavěným regulátorem teploty a je doplněn o kanálové teplotní čidlo TGBK 330.



Obr 3. 9 Elektrický ohřívač MBE 160 - 1,4 R2 [28]

6.1 Určení tlakové ztráty ohříváče

Rychlost v ohříváči

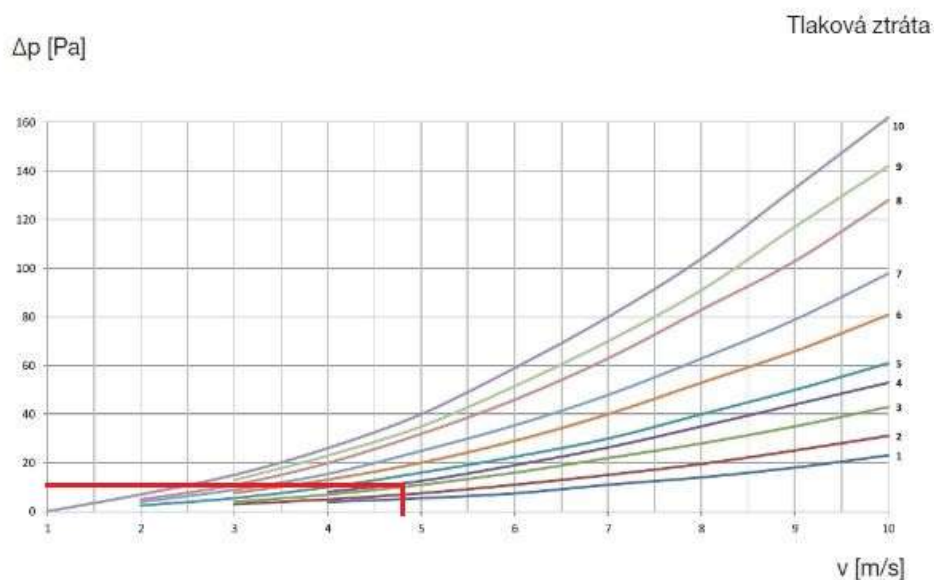
$$v = \frac{V}{S}$$

$$v = \frac{0,097}{0,02} = 4,83 \text{ m/s}$$

v rychlost [m/s]

V průtok [m³/s]

S plocha [m²]



Typ	typ křivky	Typ	typ křivky	Typ	typ křivky
MBE 100/0,4	1	MBE 200/6,0	7	MBE 355/9,0	3
MBE 100/0,8	7	MBE 250/2,0	1	MBE 355/12,0	4
MBE 125/0,4	1	MBE 250/3,0	2	MBE 400/6,0	1
MBE 125/0,8	5	MBE 250/4,0	2	MBE 400/9,0	2
MBE 125/1,2	6	MBE 250/5,0	4	MBE 400/12,0	3
MBE 160/0,7	1	MBE 250/6,0	5	MBE 400/15,0	8
MBE 160/1,4	4	MBE 250/9,0	7	MBE 450/15,0	7
MBE 160/2,1	5	MBE 315/3,0	1	MBE 500/6,0	1
MBE 200/2,0	2	MBE 315/6,0	2	MBE 500/9,0	1
MBE 200/3,0	4	MBE 315/9,0	4	MBE 500/12,0	2
MBE 200/4,0	5	MBE 315/12,0	5		
MBE 200/5,0	6	MBE 355/6,0	2		

Obr 3. 10 Určení tlakové ztráty ohříváče

Tlaková ztráta ohříváče činí 12 Pa.

7 ÚTLUM HLUKU

Útlum hluku a stanovení akustického tlaku v místě posluchače byl proveden zvlášť jak pro přírodní potrubí, tak pro potrubí odvodní. Posuzovány byly nejnevýhodnější elementy z hlediska rizika překročení předepsané hodnoty akustického tlaku v místnosti, což byly elementy nejbližší ventilátoru jednotky. Hladiny akustických výkonů jednotlivých elementů jsou vypsány výše v tabulce 3. 3

Přívod vzduchu – místnost 1.10

ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktavových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L_{vv}	Hluk ventilátoru									
L_{vv}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	36	37	33	27	22	17	12	10	41
K_a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
L_{vv}	součet	36	37	33	27	22	17	12	10	41
D_p	Přirozený útlum									
	Rovné potrubí (5,6 m)	0,0	3,4	1,7	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	
	Oblouky (2 ks)	0,0	0,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
	Odbočka k výústce	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	
	Ohebné potrubí (1,5 m)	15,8	26,3	34,5	28,5	22,5	16,5	21,0	12,8	
	Útlum koncovým odrazem	19,5	14,1	8,8	4,5	1,7	0,5	0,2	0,0	
L_{v1}	Hladina akustického výkonu ve výústce	13	17	18	16	13	9	5	3	23
L_{vy}	Hladina akustického výkonu výústky									22
K	Korekce na počet výústek						počet výústek		1	0
L_s	Hladina akustického výkonu všech výústek									26
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od výústky k posluchači									1,5
A	pohltivá plocha místnosti					116	pohltivost (-)		0,4	46
L_{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače									18

Tab 3. 4 Výpočet hladiny akustického tlaku místnost 1.10

Dle nařízení vlády č. 217/2016 Sb. je maximální možná hladina akustického tlaku v místě posluchače pro obytné místnosti 40 dB + korekce (-10 dB v čase 22.00 až 6.00).

Vypočtená hladina akustického tlaku činí pro místnost 1.10 18 dB, hygienický limit je tudíž splněn i bez instalace tlumičů hluku.

Přívod vzduchu – místnost 1.11

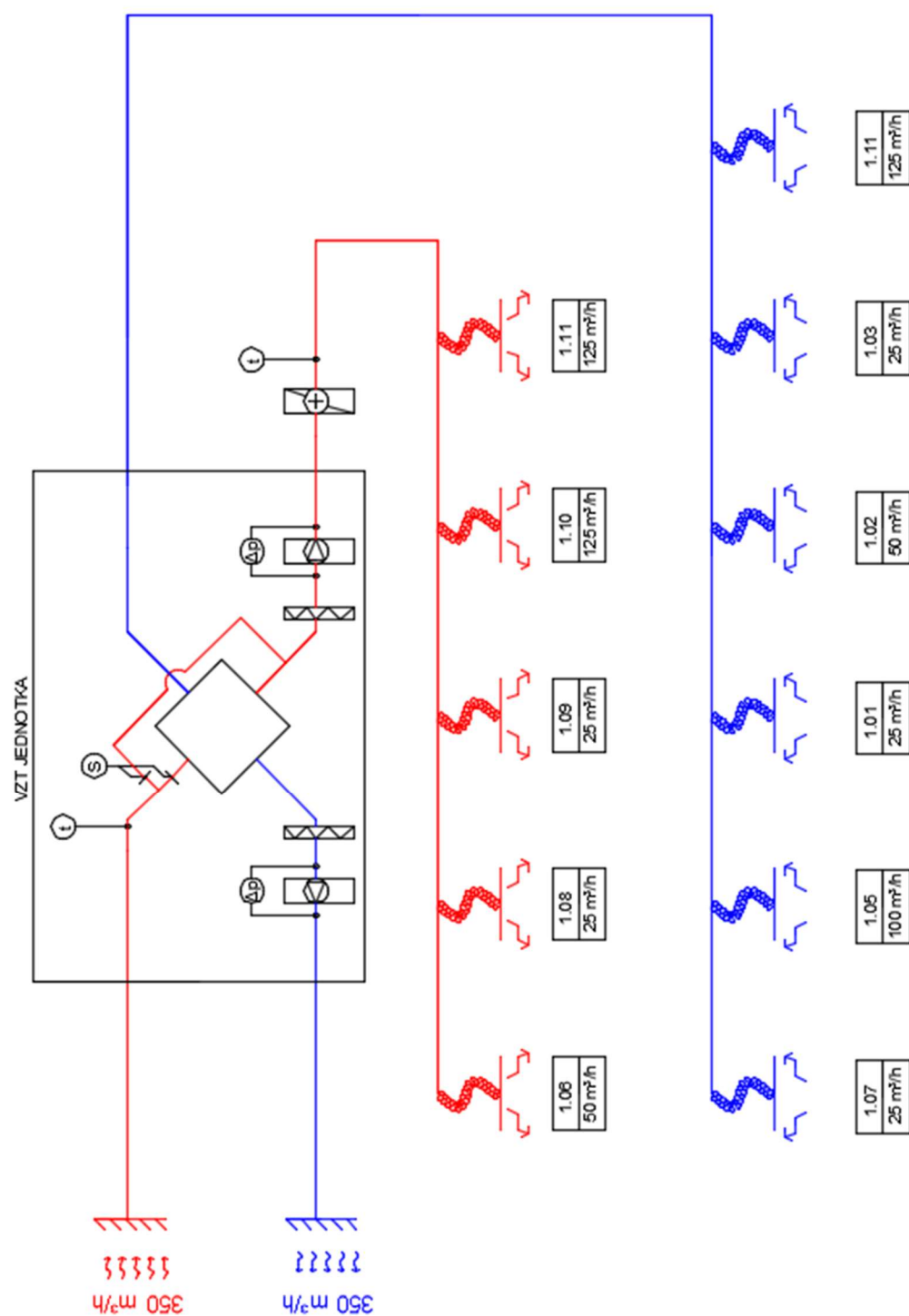
ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI	Hladiny akustického tlaku a výkonu a útlumy v oktávových pásmech								
	frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
L _{VV}	Hluk ventilátoru									
L _{VV}	Hladina akustického výkonu zdroje 1	36	37	33	27	22	17	12	10	41
K _a	Hladina akustického výkonu zdroje 2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
L _{VV}	součet	36	37	33	27	22	17	12	10	41
D _p	Přirozený útlum									
	Rovné potrubí (9 m)	0,0	5,4	2,7	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	
	Oblouky (2 ks)	0,0	0,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
	Odbočka k vyústce	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
	Ohebné potrubí (1,5 m)	15,8	26,3	34,5	28,5	22,5	16,5	21,0	12,8	
	Útlum koncovým odrazem	19,5	14,1	8,8	4,5	1,7	0,5	0,2	0,0	
L _{V1}	Hladina akustického výkonu ve vyústce	16	18	19	19	16	13	8	7	25
L _{VY}	Hladina akustického výkonu vyústky									22
K	Korekce na počet vyústek						počet vyústek		2	3
L _s	Hladina akustického výkonu všech vyústek									30
Q	směrový činitel									2
r	vzdálenost od vyústky k posluchači									1,5
A	pohltivá plocha místnosti					112	pohltivost (-)		0,4	45
L _{so}	Hladina akustického tlaku v místě posluchače									22

Tab 3. 5 Výpočet hladiny akustického tlaku místnost 1.11

Dle nařízení vlády č. 217/2016 Sb. je maximální možná hladina akustického tlaku v místě posluchače pro obytné místnosti 40 dB + korekce (-10 dB v čase 22.00 až 6.00).

Vypočtená hladina akustického tlaku činí pro místnost 1.11 22 dB, hygienický limit je tudíž splněn i bez instalace tlumičů hluku.

8 FUNKČNÍ SCHÉMA



Obr 3. 11 Funkční schéma

9 TECHNICKÁ ZPRÁVA

9.1 Úvod

Předmětem řešeného projektu je řešení větrání v rodinném domě. Cílem je zajištění požadovaného vnitřního mikroklimatu a dostatečný tepelný komfort v domě.

9.1.1 Popis objektu

Řešený objekt je samostatně stojící jednopodlažní rodinný dům, jenž je dispozičně řešen jako obytná jednotka 4+kk s koupelnou a samotným WC. Zastřešení objektu je realizováno sedlovou střechou, jednotka VZT a rozvody vzduchu tedy mohou být vedeny půdním prostorem. V objektu je zajištěna pomocí VZT jednotky hygienická výměna vzduchu a v kombinaci s elektrickým ohřívačem zajištěno pokrytí tepelných ztrát větráním.

9.1.2 Podklady pro zpracování

Podkladem pro zpracování jsou výkresy rodinného domu (půdorysy, řezy, pohledy). Součástí podkladů jsou příslušné zákony a prováděcí vyhlášky, České technické normy a podklady výrobců vzduchotechnických zařízení:

- ČSN EN 15251- Vstupní parametry vnitřního prostředí pro návrh a posouzení energetické náročnosti budov s ohledem na kvalitu vnitřního vzduchu, tepelného prostředí, osvětlení a akustiky
- ČSN 73 0540 – 1 Tepelná ochrana budov
- ČSN 0 3454 – Technické výkresy – Instalace – Vzduchotechnika, klimatizace
- Vyhláška č. 343/2009 Sb., o hygienických požadavcích na prostory a provoz zařízení a provozoven pro výchovu a vzdělávání dětí a mladistvých.
- Nařízení vlády 68/2010 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci
- Nařízení vlády 217/2016 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- ČSN EN 12 831 – Tepelné soustavy v budovách – výpočet tepelného výkonu
- ČSN 12 7010 – Navrhování větracích a klimatizačních zařízení

- TERUNA - program pro návrh tepelné izolace
- ELECTRODESIGN - podklady výrobce

9.1.3 Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo: Brno, Ivanovice

Nadmořská výška: 291 m. n. m

Normální tlak vzduchu: 98,5 kPa

Výpočtová teplota vzduchu: Léto 29°C, Zima -12°C, entalpie léto 56,2 kJ/kg

9.1.4 Výpočtové hodnoty vnitřního prostředí

VZT zajišťuje přívod vzduchu do obytných místností, odvod vzduchu je realizován především z chodeb a hygienických místností. VZT jednotka zajišťuje pouze větrání místností, externí elektrický ohřívač vzduchu v kombinaci se ZZT jednotky pokrývá tepelné ztráty větráním. Tepelné ztráty prostupem jsou pokryty otopným systémem. Jednotka se v letním období nestará o odvod tepelné zátěže z prostředí, resp. neobsahuje chladič.

Vzhledem k charakteru užívání RD a jeho dispozici je prostor uvažován jako jedna zóna o stejné teplotě a vlhkosti (mimo koupelnu u níž je uvažována teplota 24 °C v zimním období).

Návrhové parametry vnitřního vzduchu

Teplota a vlhkost: Léto: $t_{i,L} = 25^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 55\%$

Zima: $t_{i,Z} = 20^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 40\%$

Označení	Účel místnosti	Plocha místnosti [m ²]	Objem místnosti [m ³]	Přívod [m ³ /h]	Odvod [m ³ /h]	Výměna [h ⁻¹]
1.01	Zádveří	7,26	18,88	-	-	-
1.02	WC	1,95	5,07	-	50	9,9
1.03	Technická místnost	10,74	27,92	-	25	0,9
1.04	Chodba	10,40	27,04	-	25	0,9
1.05	Koupelna	8,16	21,22	-	100	4,7
1.06	Ložnice	14,48	37,65	50	-	1,3
1.07	Šatna	4,82	12,53	-	25	2,0
1.08	Dětský pokoj	13,71	35,65	25	-	0,7
1.09	Dětský pokoj	13,59	35,33	25	-	0,7
1.10	Obývací pokoj	29,42	76,49	125	-	1,6
1.11	Kuchyně	26,33	68,46	125	125	1,8
Celkem		140,86	366,24	350	350	

Tab 3. 6 Tabulka místnosti a vzduchových výměn

Dle nařízení vlády č. 217/2016 Sb. je maximální možná hladina akustického tlaku v místě posluchače pro obytné místnosti 40 dB + korekce (-10 dB v čase 22.00 až 6.00). Tato hodnota je v projektu bezpečně dodržována.

9.2 Základní koncepční řešení

Nucené větrání bude zajišťovat kompaktní vzduchotechnická jednotka Lossnay LGH – 35 RX4 od firmy Mitsubishi Electric. Přívod vzduchu je navržen do bytových místností, odvod vzduchu je realizován z chodeb, hygienických místností a kuchyně. Vlhčení vzduchu není uvažováno, o dohřev vzduchu na požadovanou teplotu se stará elektrický ohřívač. Jednotka je umístěna v půdním prostoru RD, kudy budou vedeny i izolované rozvody vzduchu, jež jsou uloženy na kovovém roštu.

9.2.1 Hygienické požadavky

Přivádění čerstvého vzduchu bude zajišťovat VZT jednotka.

- Doporučená dávka venkovního vzduchu na osobu je 25 m³/h
- Hygienické místnosti jsou větrány podtlakově, je dodržen doporučený průtok odsávaného vzduchu u koupelen (90 m³/h) i WC (50 m³/h)
- Třída filtrace vzduchu jednotky G2

9.2.2 Energetické zdroje

Elektrická energie je uvažována pro jak pro pohon VZT jednotky, resp. ventilátorů VZT jednotky), tak pro chod ohřívače vzduchu umístěného za vzduchotechnickou jednotkou. Zařízení pracují v elektrické síti o napětí 230 V a frekvenci 50 Hz.

9.3 Popis technického řešení

Vzduchotechnická jednotka Lossnay LGH – 35 RX4 je umístěna v půdním prostoru nad technickou místností číslo 1.03. Přístup k ní je zajištěn přes revizní otvor, kterým lze vstoupit do prostoru půdy.

VZT jednotka má přívod i odvod vzduchu vedeny na odlišně orientované stěny fasády, ke zkratu nasávaného a vyfukovaného vzduchu tudíž nebude docházet. Přívod vzduchu do jednotky vede z půdního prostoru do podhledu technické místnosti 1.03, odkud je veden skrz fasádu ven a zakončen protideštovou žaluzií. Odvod vzduchu je veden půdním prostorem až k štítové zdi, kterou propustuje a je zakončen protideštovou žaluzií.

Rozvod vzduchu je veden půdním prostorem a musí být tudíž izolován. Vzduchu je vedený kruhovým potrubím SPIRO o těsnosti třídy C.

Přiváděný vzduch, jenž je částečně ohříván ve výměníku zpětného získání tepla, je dále dohříván v elektrickém ohříváči MBE 160 1,4 kW R2 s plynulou regulací výkonu od firmy Elektrodesign, za které je připojeno kanálové teplotní čidlo TGBK 330 pro regulaci teploty v potrubí na teplotu nastavenou na ovladači přístroje. Ohříváč je vybaven dvěma termostaty, pracovním (60 °C) a bezpečnostní (vypíná při 120 °C)

Pro přívod i odvod vzduchu jsou využity plastové kruhové ventily od firmy Elektrodesign, jejich napojení na SPIRO potrubí je realizováno ohebným potrubím Sonoflex, rovněž od firmy Elektrodesign. Přesná poloha ventilů se může dle požadavků oproti výkresové dokumentaci odlišovat. V odbočkách k jednotlivým zařizovacím předmětům jsou umístěny regulační klapky RKKTM, výrobce MANDIK.

9.4 Měření a regulace

- jednotka bude spouštěna na základě měření CO₂ čidly umístěnými v obytných místnostech
- v hygienických místnostech 1.02 a 1.07 bude umístěn manuální spínač jednotky s časovým doběhem 300 sekund.
- protimrazová ochrana výměníku zajištěna nastavováním klapky obtoku se servopohonem

9.5 Nároky na související profese

9.5.1 Stavební úpravy

- Zřízení přístupu do půdního prostoru v místnosti 1.03
- Prostupu v obvodové stěně a přesahu střechy řádně zaizolovat a utěsnit

9.5.2 Silnoproud

- Připojení VZT jednotky
- Zajistit ochranu před zásahem elektrickým proudem.
- Napojení zařízení podle návodu výrobců.
- Napojení ohříváče a souvisejícího příslušenství

9.6 Protihluková a protitřesová opatření

Do rozvodů vzduchu není třeba instalovat tlumiče, dostatečný útlum hluku proběhne přirozenou cestou po délce potrubní trasy. Nejbližší místnosti (a tedy i nejkritičtější z hlediska rizika překročení předepsané hodnoty akustického tlaku v místnosti) vyhovují požadavkům nařízení vlády č. 217/2016 Sb. Prostupy konstrukcemi budou dotěsněny izolací.

9.7 Izolace a nátěry

Izolovány jsou tepelné rozvody za VZT jednotkou. Přívod a odvod vzduchu k jednotce není třeba izolovat (viz výpočet tepelné izolace). Použita je izolace ROCKWOOL Larock 40 ALS Izolace plní funkci tepelnou, akustickou a protipožární. Zabraňuje vzniku kondenzátu na obou stranách potrubí. Tloušťky izolací v jednotlivých úsecích jsou vypsány v tabulkách 3. 7 a 3. 8, grafické zpracování je přiloženo ve výkresu izolací.

Přívod vzduchu

Úsek	Délka	Průměr potrubí	Tloušťka izolace
-	m	m	mm
1	2,35	0,08	160
2	2,55	0,10	120
3	4,45	0,11	120
4	1,00	0,16	120
5	3,15	0,20	120
2'	3,85	0,10	160
3'	3,35	0,08	160
4'	2,08	0,16	50
5'	5,40	0,16	50

Tab 3. 7 Izolace rozvodů přívodu vzduchu

Odvod vzduchu

Úsek	Délka	Průměr potrubí	Tloušťka izolace
-	m	m	mm
1	2,15	0,08	160
2	1,95	0,16	160
3	3,25	0,16	160
4	2,40	0,18	160
5	0,35	0,20	160
2'	1,30	0,16	160
3'	0,80	0,08	160
4'	6,80	0,16	160
5A'	0,75	0,10	160
5B'	1,50	0,10	160
5C'	0,40	0,08	160

Tab 3. 8 Izolace rozvodů odvodu vzduchu

Nátěry v řešeném objektu nejsou uvažovány.

9.8 Protipožární ochrana

Rodinný dům tvoří jednu požární zónu, instalace zařízení bránící šíření požáru nejsou nutná a nebudou instalována.

9.9 Montáž, provoz a údržba zařízení

Montáž jednotlivých prvků VZT zařízení bude prováděna dle návodu výrobce a to pouze osoby, jež jsou způsobilé k těmto úkonům. Údržba zařízení bude prováděna dle předpisu výrobce zařízení.

Majitel objektu bude řádně seznámen s provozem a povinnostmi systému a odpovídá za bezpečné provozování.

9.10 Závěr

Navržené větrací zařízení je navrženo tak, aby majiteli přineslo maximální možnou míru komfortu a to s ohledem na šetrnost užívání systému vzhledem ke spotřebě energií i jemu samotnému.

10 VLIV ZMĚNY PRŮTOKU VZDUCHU NA PROVOZ ZAŘÍZENÍ

Cílem kapitoly 10 je ukázat, jak by se změnil výše navržený projekt VZT při uvažování parametrů jednotky naměřených v kapitole B.

Vzhledem k faktu, že část experimentální se zaměřovala na užší segmenty měření a nebyla měřena účinnost dlouhodobá, byl rozebrán především vliv změny objemových průtoků vzduchu jednotkou. Rozebrány byly všechny parametry VZT systému, jež by se tato změna týkala a posouzení, zda by měla negativní vliv na užívání objektu.

Zatímco výše navržený projekt uvažuje s rovnotlakým větráním, konkrétně s přívodem i odvodem vzduchu 350 m³/h, při reálném měření průtoku vzduchu ve školní laboratoři byly naměřeny hodnoty následující:

- Přívodní potrubí
 - Otáčky vyšší, II. stupeň – 411,39 [m³/h], což je **o 17,5 % více** než je hodnota katalogová
- Odvodní potrubí
 - Otáčky vyšší, II. stupeň – 325,44 [m³/h], což je **o 7,5 % méně** než je hodnota katalogová
 -

Postup výpočtu a naměřená data, jež byly užity pro výpočet, jsou podrobněji rozepsány v kapitole B, část 4.

10.1 Změny průtoku vzduchu v místnostech

Jednotlivé průtoky byly procentuálně povýšeny o 17,5 %, resp. poníženy o 7,5% tak aby odpovídaly naměřenému přetlakovému režimu.

Označení	Účel místnosti	Přívod [m ³ /h]	Přívod [m ³ /h] - po změně	Odvod [m ³ /h]	Odvod [m ³ /h] - po změně
1.01	Zádveří	-	-	-	-
1.02	WC	-	-	50	46,25
1.03	Technická místnost	-	-	25	23,125
1.04	Chodba	-	-	25	23,125
1.05	Koupelna	-	-	100	92,5
1.06	Ložnice	50	58,75	-	-
1.07	Šatna	-	-	25	23,125
1.08	Dětský pokoj	25	29,375	-	-
1.09	Dětský pokoj	25	29,375	-	-
1.10	Obývací pokoj	125	146,875	-	-
1.11	Kuchyně	125	146,875	125	115,625
Celkem		350	411,25	350	325,50

Tab 3. 9 Průtoky vzduchu v místnostech při reálném provozu jednotky

Závěr

Vzhledem k přetlakovému charakteru větrání a snížení odvodu vzduchu pouze o 7,5% můžeme konstatovat, že aplikace naměřených vzduchových poměrů větrání nemá negativní vliv na užívání budovy a všechny místnosti vyhoví po stránce nutné minimální výměny vzduchu.

10.2 Ověření výkonu ohřívače

Jak bylo zmíněno v úvodu kapitoly, vzhledem k tomu, že v experimentální části měření nebyla stanovována dlouhodobá účinnost jednotky, bude nadále vycházeno z předpokladu, že účinnost ZZT je 79%, tak jak udává výrobce jednotky.

Při zvýšení průtoku vzduchu dochází ke snížení tepelných ztrát potrubím a tedy zvýšení teploty vzduchu oproti původnímu stavu a naopak při snížení průtoku vzduchu dochází k poklesu výstupní teploty z potrubí. Tabulka 3. 10 a 3. 11 udává teplotu vzduchu vstupujícího do výměníku jednotky při uvažování původního i poníženého průtoku vzduchu:

Odvod – vedlejší větve

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	mm
2'	2,50	92,50	0,16	24	23,24	160
3'	0,90	23,13	0,08	20	19,23	160
4'	7,25	115,63	0,16	20	18,5	160
5A'	2,60	46,25	0,10	20	18,82	160
5B'	1,50	69,38	0,10	19,1	18,66	160
5C'	0,40	23,13	0,08	20	19,66	160

Tab 3. 10 Tabulka výstupních teplot odvodu vzduchu

Odvod – hlavní větev

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní	T. po smíšení v. větve	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	°C	mm
1	2,15	23,125	0,08	20,00	18,15	22,22	160
2	1,95	115,625	0,16	22,22	21,78	21,36	160
3	3,45	138,75	0,16	21,36	20,73	19,72	160
4	2,50	254,375	0,18	19,72	19,48	19,38	160
5	0,35	325,5	0,20	19,38	19,35	-	160

Tab 3. 11 Tabulka výstupních teplot odvodu vzduchu

Teplota vzduchu proudícího do výměníku ZZT je 19,35 °C.

Pro ověření výkonu ohřívače potřebujeme teplotu vzduchu za výměníkem. Je-li hmotnostní průtok vzduchů rozdílný, jsou vztahy pro výpočet účinnosti následující:

$$\eta_t = \frac{V_o / \rho_o (t_e - t_{e'})}{V_o / \rho_o \cdot t_e - V_p / \rho_p \cdot t_i} \quad [\%]$$

Výpočet teploty vzduchu za výměníkem při účinnost 79%

$$\frac{79}{100} = \frac{411,39 / 1,29 \cdot (-12 - t_{e'})}{411,39 / 1,29 \cdot (-12) - 325,44 / 1,29 \cdot 19,35}$$

$$t_{e'} = 9,98 \text{ °C}$$

Výpočet teploty vzduchu ohřívajícího elektrickým ohřívačem MBE – 160 -1,4 kW.

$$Q = V_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_p - t_{e'})$$

$$1,4 = (411,25 / 3600) \cdot 1,18 \cdot 1010 \cdot (t_p - 9,98)$$

$$t_p = 20,28 \text{ °C}$$

Závěr

Při změně vzduchových poměrů ve výměníku VZT a zachování stávajícího ohřívače teplota přiváděného vzduchu za ohřívačem poklesne oproti původním 24 °C na 20,28 °C. Vliv tohoto faktu na teploty přiváděného vzduchu do místností je zpracován v následující kapitole.

10.3 Výpočet výstupních teplot přiváděného vzduchu

V tabulkách 3. 12 a 3. 13 vidíme postup výpočtu a výstupní teploty v jednotlivých úsecích při navýšení přívodu vzduchu o 17,5 % a při uvažování skutečnosti, že teplota za ohřivačem vzduchu bude 20,28 °C, nikoliv původních 24 °C.

Přívod – hlavní větev

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní nová	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	mm
1	2,35	29,375	0,08	18,55	17,06	160
2	2,55	88,125	0,10	19,15	18,55	120
3	4,45	117,5	0,11	19,98	19,15	120
4	1,00	264,375	0,16	20,07	19,98	120
5	3,15	411,25	0,20	20,28	20,07	120

Tab 3. 12 Tabulka výstupních teplot přívodu vzduchu

Přívod – vedlejší větve

Úsek	Délka	Průtok	Průměr	Teplota vstupní	Teplota výstupní nová	Tloušťka izolace
-	m	m ³ /h	m	°C	°C	mm
2'	3,85	58,75	0,10	18,55	17,26	160
3'	3,35	29,38	0,08	19,15	17,96	160
4'	2,08	146,88	0,16	19,98	19,14	50
5'	5,40	146,88	0,16	20,07	17,88	50

Tab 3. 13 Tabulka výstupních teplot přívodu vzduchu

Srovnání teploty výstupního vzduchu v jednotlivých obytných místnostech při navýšení průtoku vzduchu nabízí tabulka 3. 14

Místnost	Výstupní teplota původní	Výstupní teplota po úpravě
-	[°C]	[°C]
1.06	20,02	17,06
1.08	20,11	17,26
1.09	20,38	17,96
1.10	21,93	19,14
1.11	20,72	17,88

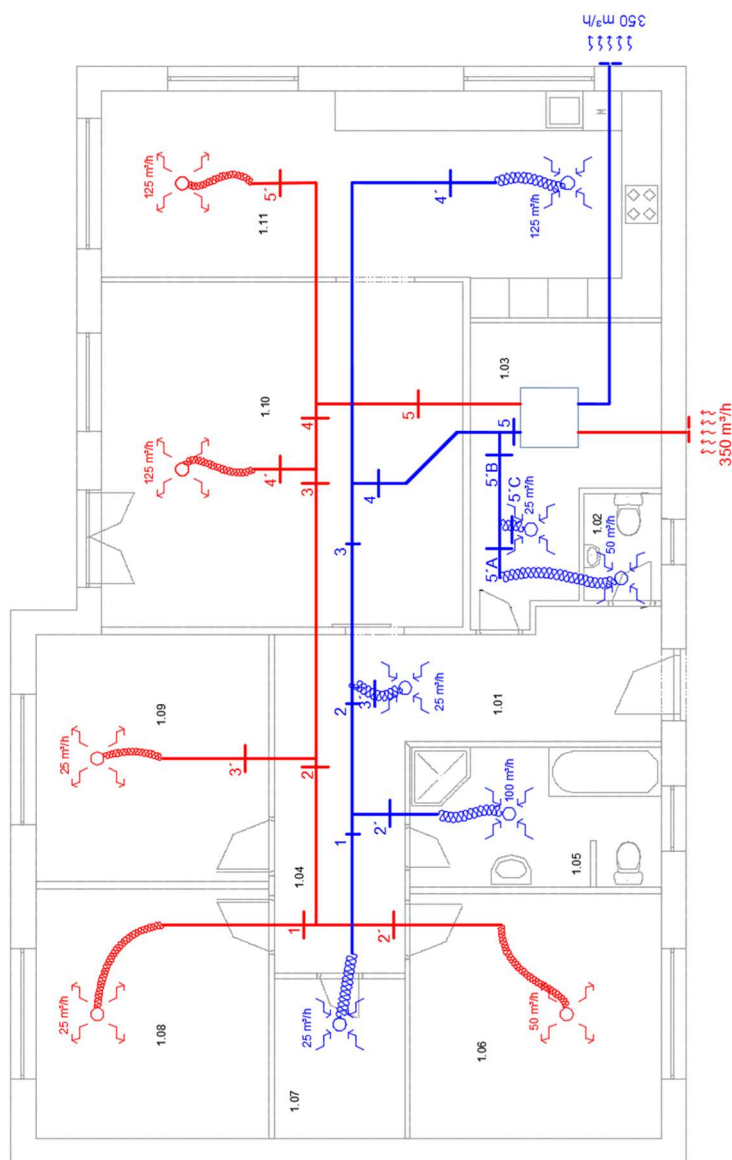
Tab 3. 14 Tabulka výstupních teplot vzduchu v obytných místnostech

Závěr

Vlivem snížení teploty odpadního vzduchu proudícího do výměníku ZZT, jež byla zdůvodněna a vypočítána v předcházející kapitole a navýšením průtoku ohřívajícího vzduchu o 17,5% bylo způsobeno, že výkon původně navrhnutého ohříváče vzduchu není dostatečný. Teploty vzduchu distribuovaného do místností poklesly v průměru o 15% a jsou pod hranicí požadovaných 20 °C.

V případě, že by navržený ohříváč vzduchu v projektech neměl dostatečnou rezervu a došlo by ke snížení průtoku vzduchu, či k velkým rozdílům mezi přívodem a odvodem, systém by nedokázal dostatečně pokrýt tepelnou ztrátu větráním. Tepelné ztráty větráním by bylo nutno pokrýt bud otopným systémem budovy, případně instalací výkonnějšího ohříváče vzduchu.

Dimenzační schéma



Obr 3. 12 Dimenzační schéma řešeného rodinného domu

10.4 Návrh nového ohřívače vzduchu

Návrh nového ohřívače vzduchu je dimenzován na zvýšený průtok vzduchu 411,25 m³/h s požadovanou teplotou výstupního vzduchu 24 °C, tak aby byl přiváděný vzduch do obytných místností při původním návrhu izolace o teplotě minimálně 20°C.

Výpočet výkonu ohřívače:

$$Q = V_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_p - t_e)$$

$$Q = (411,25 / 3600) \cdot 1,18 \cdot 1010 \cdot (24 - 9,98)$$

$$Q = 1908 \text{ W}$$

Původní navržený elektrický ohřívač MBE - 160 –1,4 R2 od firmy Elektrodesign nahradí výkonnější model, např. MBE-160 – 2,1 kW R2

10.5 Výpočet tepelné izolace před výměníkem ZZT

Změna průtoku vzduchu ovlivní rovněž teplotu odpadního vzduchu, jež vystupuje z VZT jednotky a je odváděn z budovy.

Vztah pro výpočet účinnosti vztažené k odpadnímu vzduchu jsou následující:

$$\eta_t = \frac{V_o / \rho_o (t_i' - t_i)}{V_o / \rho_o \cdot t_e - V_p / \rho_p \cdot t_i} \quad [\%]$$

$$\frac{79}{100} = \frac{411,39 / 1,29 (t_i' - 19,35)}{411,39 / 1,29 \cdot (-12) - 325,44 / 1,29 \cdot 19,35}$$

$$t_i' = -2,23 \text{ °C}$$

Povrchová kondenzace a tepelná ztráta potrubí Popis:

$t_o[^\circ\text{C}] = -3$
 $RH_o[\%] = 75$

$a[\text{mm}] = 0$
 $b[\text{mm}] = 0$

$t_{vst}[^\circ\text{C}] = -2.23$
 $RH[\%] = 60$

☐ Hranaté potrubí

$t_{výst}[^\circ\text{C}] = -2.23$
 $D[\text{mm}] = 200$

$Délka[\text{mm}] = 5.6$

☒ Kruhové potrubí

$t_{po}[^\circ\text{C}] = -2.72$
 $t_{ro}[^\circ\text{C}] = -6.37$
 $t_{pv}[^\circ\text{C}] = -2.29$
 $t_{rv}[^\circ\text{C}] = -8.19$

riziko námrazy

$tl[\text{mm}] = 20$

Průtok vzduchu [m^3/h]:

Tepelná vodivost izolace [W/mK]:

Potrubí je situováno v prostředí:

- ☒ Bez pohybu vzduchu okolo potrubí (podhled)
- ☐ S mírným pohybem vzduchu (místnost)
- ☐ Venkovním (povětrnostní vlivy)

Tepelná ztráta /+zisk/ úseku potrubí [W]:

Obr 3. 13 Výpočet potřebné tloušťky izolace

Závěr

Na obrázku 3.13 je prokázáno, že i při naměřených průtocích vzduchu ($411,39 \text{ m}^3/\text{h}$ na přívodu a $325,44 \text{ m}^3/\text{h}$ na odvodu) ve VZT jednotce a chladnějším výstupním vzduchu z jednotky není třeba odpadní potrubí izolovat a změny by tedy nezpůsobili riziko kondenzace.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo měření účinností zadané VZT jednotky a její následná aplikace na zvolený objekt.

Před provedením experimentu byly v teoretické části rozebrány jednotlivé typy výměníků zpětného získávání tepla z pohledu jejich vlastností a vhodnost jejich aplikace. Popsány byly též systémy protimrazové ochrany a vysvětlen způsob ekonomického vyhodnocení provozu zpětného získávání tepla.

V části experimentální byla posuzována účinnost entalpické výměníku LOSSNAY LGH RX4 od firmy Mitsubishi Electric. Do jednotky byly osazeny dataloggery, jež snímali teplotu a vlhkost jednotlivých proudů vzduchu. Z nich byla následně počítána entalpická účinnost. Počítáno bylo jak s průtokem vzduchu, jež udával výrobce jednotky, tak s reálným naměřeným průtokem vzduchu. Vyhodnoceny byly segmenty měření, jež porovnávaly účinnost jednotky při různých stupních otáček a teplotní účinnost výměníku v závislosti na rozmezí teplot exteriérového vzduchu.

V poslední části byla jednotka aplikována na zvolený objekt a porovnáváno, jak by se změnil komfort užívání jednotky při změně objemových průtoků vzduchu oproti průtokům udávaných výrobcem. Byl vypracován kompletní projekt VZT pro zvolený rodinný dům a na něm byly i vyhodnoceny případné nastalé změny v provozu jednotky a užívání objektu.

11 POUŽITÉ ZDROJE

Publikační zdroje

1. BAŠTA, Jiří. *Regulace v technice prostředí staveb*. 1.vyd. Praha, ČVUT, 2014, 194s.
ISBN 978-80-01-05455-0
2. GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2. vyd. Brno: ERA, 2007, 262 s. ISBN 978-80-7366-091-8.

Zákony, vyhlášky, normy směrnice

3. NORMA ČSN 730540-2 *Tepelná ochrana budov-část 2: Požadavky*. 2011

Elektronické zdroje

4. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i>
5. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
6. RUBINA, Aleš, *Technické zařízení budov III*. Brno: VUT Brno, FAST, ústav technických zařízení budov, 2016. Přednášky
7. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>
8. www.mandik.cz [online],[cit. 2016-17-03] Dostupné z:
<http://www.mandik.cz/getattachment/96bc5939-9bf6-4854-8c0c-e201c0a370d6/.aspx>
9. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/2453-zzt-zname-principy-v-novych-aplikacich>
10. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-20-03] Dostupné z:
<http://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/10635-rizene-vetrani-s-rekuperaci-tepla-pro-ro-dinne-domy-a-byty-ii>
11. www.topenvi.cz [online],[cit. 2016-20-03] Dostupné z:
<http://www.topenvi.cz/obnovitelne-zdroje-energie/rekuperacni-jednotky-lossnay.php>

12. www.deltron.hr [online],[cit. 2016-20-03] Dostupné z:
<http://www.deltron.hr/mitsubishi-thermoscreens/mitsubishi/doc/data%20book/DATA%20BOOK%20LGH-RX4/LGH%20DATA%20BOOK%20G4.pdf>

Obrazové zdroje

13. RUBINA, Aleš, Technické zařízení budov III. Brno: VUT Brno, FAST, ústav technických zařízení budov, 2016. Přednášky
14. www.volantelace.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
http://www.volantelace.cz/vzt_jednotky.htm
15. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>
16. www.4heat.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.4heat.cz/produkty/vzduchotechnicke-jednotky/vzt-jednotky-storm-2-2/>
17. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/11102-doporuceni-pro-merny-prikon-ventilatoru-sfp-a-ucinnost-vzduchotechnickych-systemu-ii>
18. www.tzb-info.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni/11102-doporuceni-pro-merny-prikon-ventilatoru-sfp-a-ucinnost-vzduchotechnickych-systemu-ii>
19. www.ciat.cz [online],[cit. 2016-13-03] Dostupné z:
<http://www.ciat.cz/vymeniky-tepla/lamelove-vymeniky>
20. ŠIKULA, Ondřej, Technické zařízení budov III. Brno: VUT Brno, FAST, ústav technických zařízení budov, 2016. Přednášky
21. www.mandik.cz [online],[cit. 2016-17-03] Dostupné z:
<http://www.mandik.cz/getattachment/96bc5939-9bf6-4854-8c0c-e201c0a370d6/.aspx>
22. www.luftuj.cz [online],[cit. 2016-17-03] Dostupné z:
<http://www.luftuj.cz/p/predehrev-pro-rekuperaci-mbe-afp-160-1-4-aktivni-protimrazova-ochrana/>
23. www.fsv.cvut.cz [online],[cit. 2016-25-04] Dostupné z:
<http://www.fsv.cvut.cz/svoc/2006/prisp/09/henkl.pdf>
24. www.chladicispolecnost.cz [online],[cit. 2016-25-04] Dostupné z:
<http://www.chladicispolecnost.cz/vzduchotechnika/lossnay-vzt-jednotky.html>

25. www.celsiusair.co.uk [online],[cit. 2016-25-04] Dostupné z:
<http://www.celsiusair.co.uk/equipment/mitsubishi/05/pdfs/product/lossnay/LGH-RX4%20PI%20Sheet.pdf>
26. www.elektrodesign.cz [online],[cit. 2016-22-10] Dostupné z:
<http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/vst-160-plastovy-talirovy-ventil-privodni>
27. www.mandik.cz [online],[cit. 2016-22-10] Dostupné z:
http://www.mandik.cz/getattachment/76a74499-aabd-478b-9089-a703480cb3b4/031_03_cz_RKKTm.aspx
28. www.systemair.cz [online],[cit. 2016-23-10] Dostupné z:
<http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/mbe-160-1-4-elektricky-ohrivac>
29. www.elektrodesign.cz [online],[cit. 2016-27-10] Dostupné z:
<http://www.elektrodesign.cz/web/cs/product/prg-200-w-protidestova-zaluzie>

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

<i>Značka</i>	<i>Veličina</i>	<i>Jednotka</i>
S	plocha; průřez	m ²
A	pohltivá plocha místnosti	m ²
c	měrná tepelná kapacita	J/kg.K
t _e	teplota exteriéru	°C
t _i	teplota interiéru	°C
t _{i'} , t _{e'}	teplota vzduchu za výměníkem ZZT	°C
Z	tlaková ztráta místními odpory	Pa
D _p	přirozený útlum	dB
d	průměr	m
f	frekvence	Hz
h	výška; entalpie	m; J/kg
l	délka	m
L _{vv}	hladina akustického výkonu	dB
n	intenzita výměny vzduchu	h ⁻¹
O	objem	m ³
p	tlak	Pa
R	měrná tlaková ztráta	Pa/m
Q	tepelný výkon	W
t	teplota	°C
U	součinitel prostupu tepla	W/m ² K
ξ	součinitel vřazeného odporu	-
η	účinnost	-
L _{so}	hladina akustického výkonu v místě posluchače	dB

<i>Značka</i>	<i>Veličina</i>	<i>Jednotka</i>
$t_{e,L}$	exter. teplota vzduchu v létě	°C
$t_{e,Z}$	exter. teplota vzduchu v zimě	°C
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/m.K
φ	relativní vlhkost vzduchu	%
p_d''	tlak syté vodní páry p_d''	Pa
V_o	objem odvodního vzduchu	m ³
V_p	objem přívodního vzduchu vzduchu	m ³
v	rychlost vzduchu	m/s
VZT	Vzduchotechnická jednotka	
ZZT	Zpětné získávání tepla	

13 SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obrázky

Obr 1. 1 Přehled rozdělení výměníků ZZT [13]	14
Obr 1. 2 Deskový výměník[5]	14
Obr 1. 3 Schéma čtvercového deskového výměníku [4]	15
Obr 1. 4 Schéma protiproudého deskového výměníku [4]	15
Obr 1. 5 Čištění deskové výměníku [10].....	16
Obr 1. 6 Schéma ZZT s kapalinovým okruhem[15].....	17
Obr 1. 7 Lamelový výměník [19].....	18
Obr 1. 8 Schéma tepelné trubice [15]	19
Obr 1. 9 Rotační výměník [17].....	20
Obr 1. 10 Umístění rotačního rekuperátoru v VZT jednotce [16]	21
Obr 1. 11 Účinnost ZZV rotorů [9]	22
Obr 1. 12 Schéma principu tepelného čerpadla [12]	24
Obr 1. 13 Letní provoz VZT jednotky s TČ [14]	25
Obr 1. 14 Letní provoz VZT jednotky s TČ [14]	25
Obr 1. 15 Deskový výměník s obtokem[14]	26
Obr 1. 16 Schéma zapojení elektrického ohřívače v režimu předeřevu [22].....	27
Obr 1. 17 Směšování cirkulačního vzduchu před výměníkem ZZT [1]	28
Obr 1. 18 Směšování cirkulačního vzduchu za výměníkem ZZT [1].....	28
Obr 2. 1 Znázornění druhů tepla v Mollierově diagramu[23]	32
Obr 2. 2 Označení proudů vzduchu ve výměníku	34
Obr 2. 3 Uspořádání jednotky Lossnay LGH [24].....	35
Obr 2. 4 Podstropní jednotka Lossnay LGH 35 RX4 [25]	36
Obr 2. 5 Schématické zapojení a poloha jednotky v laboratoři	37
Obr 2. 6 Umístění jednotky Lossnay LGH v laboratoři ústavu TZB	38
Obr 2. 7 Pozice anemometrů při měření rychlosti vzduchu.....	39
Obr 3. 1 Půdorys řešeného objektu	50
Obr 3. 2 Určení akustického výkonu a tlakové ztráty, ventil VST 160 [26]	52
Obr 3. 3 Dimenzační schéma řešeného rodinného domu	53
Obr 3. 4 Protidešťová žaluzie PRG 200 W [29]	56
Obr 3. 5 Stanovení tlakové ztráty v závislosti na průtoku vzduchu	56
Obr 3. 6 Kruhá klapka s ručním ovládáním od firmy Mandik, typ RKKTM [27].....	59
Obr 3. 7 Posouzení tloušťky tepelné izolace software TERUNA.....	60
Obr 3. 8 Výpočet potřebné tloušťky izolace.....	61
Obr 3. 9 Elektrický ohřívač MBE 160 - 1,4 R2 [28].....	62
Obr 3. 10 Určení tlakové ztráty ohřívače	63
Obr 3. 11 Funkční schéma	66
Obr 3. 3 Dimenzační schéma řešeného rodinného domu	77
Obr 3. 12 Výpočet potřebné tloušťky izolace.....	79

Tabulky

Tab 2. 1 Parametry jednotky Lossnay LGH 35 RX4	36
Tab 2. 2 Přehled rychlostí a průtoků v potrubí	40
Tab 2. 3 Porovnání účinností při různých otáčkách ventilátoru a rozdílných průtocích.....	43
Tab 2. 4 Porovnání naměřených hodnot s údaji výrobce	43
Tab 2. 5 Průměrné hodnoty účinnosti v teplotních intervalech	46
Tab 3. 1 Legenda místností řešeného objektu.....	51
Tab 3. 2 Parametry navrhnutých talířových ventilů, přívod	52
Tab 3. 3 Parametry navrhnutých talířových ventilů, odvod	52
Tab 3. 4 Výpočet hladiny akustického tlaku místnost 1.10.....	64
Tab 3. 5 Výpočet hladiny akustického tlaku místnost 1.11.....	65
Tab 3. 6 Tabulka místnosti a vzduchových výměn.....	68
Tab 3. 7 Izolace rozvodů přívodu vzduchu.....	71
Tab 3. 8 Izolace rozvodů odvodu vzduchu	72
Tab 3. 9 Průtoky vzduchu v místnostech při reálném provozu jednotky.....	74
Tab 3. 10 Tabulka výstupních teplot odvodu vzduchu	74
Tab 3. 11 Tabulka výstupních teplot odvodu vzduchu	75
Tab 3. 12 Tabulka výstupních teplot přívodu vzduchu	76
Tab 3. 13 Tabulka výstupních teplot přívodu vzduchu	76
Tab 3. 14 Tabulka výstupních teplot vzduchu v obytných místnostech	76

Grafy

Graf 2. 1 Průběh účinností při střídání výkonu ventilátoru při rovnosti vzduchových poměrů .	44
Graf 2. 2 Průběh účinností při střídání výkonu ventilátoru při nerovnosti vzduchových poměrů	45
Graf 2. 3 Teplotní účinnost výměníku při $t_e < 15^\circ\text{C}$	47
Graf 2. 4 Teplotní účinnost výměníku při $t_e > 15^\circ\text{C}$	48

PŘÍLOHY

Výkres 01 : Půdorys rozvodu vzduchu	M 1:50
Výkres 02 : Řezy budovou	M 1:50
Výkres 03 : Výkres izolací	M 1:50

POPISNÉ ÚDAJE VŠKP – METADATA (MD1 AŽ MD2):

md1

Vedoucí práce

Autor práce

Škola

Fakulta

Ústav

Studijní obor

Studijní program

Název práce

Název práce v anglickém jazyce

Vedoucí práce

Typ práce

Přidělovaný titul

Jazyk práce

Formát práce

md2

Abstrakt

Abstrakt v anglickém jazyce

Klíčová slova

Klíčová slova v anglickém jazyce